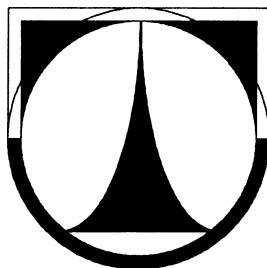


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**  
**FAKULTA STROJNÍ**  
Katedra vozidel a motorů



**VENTILOVÝ ROZVOD ČTYŘDOBÉHO MOTORU JAWA 837**

---

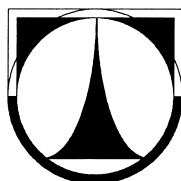
**VALVETRAIN FOUR - STROKE JAWA 837 ENGINE**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Martin Bukvic

2010

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**  
**FAKULTA STROJNÍ**  
Katedra vozidel a motorů



Obor 23 - 17 - 8  
Konstrukce strojů a zařízení  
Zaměření  
Kolové dopravní a manipulační stroje

**VENTILOVÝ ROZVOD ČTYŘDOBÉHO MOTORU JAWA 837**

---

**VALVETRAIN FOUR - STROKE JAWA 837 ENGINE**

Diplomová práce

KSD – DP – 627

Martin Bukvic

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jan Honců, Csc.  
Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Prokeš

Počet tabulek: 9  
Počet stran: 61  
Počet obrázků: 53  
Počet příloh: 11

2010

**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**

**Název:****VENTILOVÝ ROZVOD ČTYŘDOBÉHO MOTORU JAWA 837****Anotace**

Diplomová práce popisuje ventilové rozvody s proměnným časováním a jejich užití v motocyklových motorech. Analyzuje kinematické vlastnosti stávajících zdvihových závislostí vaček. Také navrhuje zdvihovou závislost pro zástavku zdvihátek se samočinným vymezováním ventilových vůlí. Dále je v práci uveden výpočet namáhání a deformací zjednodušeného vačkového hřídele metodou konečných prvků, kontrola napětí v dílku jednoho z ventilů taktéž metodou konečných prvků.

Klíčová slova: proměnlivé časování, zdvihová závislost vačky, metoda konečných prvků

**Title:****VALVETRAIN FOUR - STROKE JAWA 837 ENGINE****Annotation**

This thesis describes valvetrain variable timing and their use in motorcycle engines and analyzing the kinematic characteristics of the existing lifting cams dependency. Also defined designing of lifting dependence to stop valve lifter with self-defining valve clearances. The work also indicated the calculation of stresses and deformations simplified camshaft by finite element method, checking the tension in the shank of one of the valves also by finite element method.

Keywords: variable timings, the lift cam dependence, finite element method

## Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V ..... dne .....

.....  
podpis

# PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji **prof. Ing. Janu Honcům, Csc.** za odborné vedení a rady při zpracování diplomové práce. Také bych rád poděkoval konzultantovi **Ing. Petrovi Prokešovi** konstruktérovi firmy JAWA Moto s.r.o., který mi poskytl podklady pro zpracování této práce.

# OBSAH

1	ÚVOD .....	11
2	VENTILOVÉ ROZVODY .....	12
2.1	FUNKCE A POJMY VENTILOVÝCH ROZVODŮ .....	12
2.2	DRUHY VENTILOVÝCH ROZVODŮ S PEVNÝM ČASOVÁNÍM .....	13
2.3	VENTILOVÉ ROZVODY S PROMĚNNÝM ČASOVÁNÍM.....	16
2.3.2.1	Proměnné časování ventilů s omezeným pohybem vaček na vačkovém hřídeli (Fliegende Nockenwelle).....	17
2.3.2.2	Porsche VarioCam .....	17
2.3.2.3	Proměnné časování ventilů koncernu Volkswagen .....	19
2.3.2.4	Toyota VVT - i ( Variable Valve Timing - inteligent) .....	20
2.3.2.5	BMW Vanos .....	21
2.3.2.5.1	BMW Double Vanos .....	22
2.3.3.1	VTEC (Variable Valve Timing Electronic Control).....	22
2.3.3.1.1	DOHC VTEC ( tři profily vaček ) .....	22
2.3.3.1.2	DOHC VTEC ( dva profily vaček ) .....	23
2.3.3.1.3	SOHC VTEC ( dva profily vaček ).....	23
2.3.3.1.4	SOHC VTEC – E.....	24
2.3.4.1	Porsche VarioCam Plus .....	24
2.3.4.2	Systém i – VTEC .....	26
2.3.4.3	Toyota VVTL - i ( Variable Valve Timing and Lift – inteligent) .....	27
2.3.4.4	BMW Valvetronik .....	28
2.3.4.5	Fiat Multiair .....	29
2.4	UŽITÍ PROMĚNNÉHO ČASOVÁNÍ A PROMĚNNÉHO ZDVIHU VENTILŮ U MOTOCYKLOVÝCH MOTORŮ.....	30
3	ROZBOR KINEMATICKÝCH VLASTNOSTÍ STÁVAJÍCÍCH ZDVIHOVÝCH ZÁVISLOSTÍ VAČEK MOTORU JAWA 837 .....	32
3.1	VSTUPNÍ HODNOTY .....	32
3.2	POSTUP PRO URČENÍ CHARAKTERISTICKÝCH VLASTNOSTÍ VAČKOVÉHO PROFILU .....	32
3.3	HODNOCENÍ VYTVOŘENÉHO PROFILU NÁHRADNÍ VAČKY SROVNÁNÍM SE ZADANÝMI HODNOTAMI.....	35
3.4	VYTVOŘENÍ UPRAVENÉHO PROFILU NÁHRADNÍ VAČKY .....	36

3.5	HODNOCENÍ NÁHRADNÍ A UPRAVENÉ NÁHRADNÍ VAČKY Z HLEDISKA ČASOVÁNÍ ROZVODU.....	37
3.6	VYTVOŘENÍ OPTIMALIZOVANÉHO PROFILU NÁHRADNÍ VAČKY .....	39
4	NÁVRH VAČKY PRO POUŽITÍ ZDVIHÁTKA SE SAMOČINNÝM VYMEZOVÁNÍM VŮLE .....	40
4.1	VOLBA ZÁKLADNÍCH HODNOT .....	40
4.2	VYTVOŘENÍ VAČKY PRO POUŽITÍ HYDRAULICKÉHO ZDVIHÁTKA.....	40
5	VÝPOČET NAMÁHÁNÍ A DEFORMACÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE, KONTROLA NAPĚTÍ DŘÍKU VÝFUKOVÉHO VENTILU METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ, KONTROLA DŘÍKU VENTILU NA VZPĚR .....	42
5.1	VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA VAČKOVÝ HŘÍDEL A VÝFUKOVÝ VENTIL.....	42
5.1.3.1	Výpočet síly působící na výfukový ventil od tlaku plynů .....	46
5.2	VÝSLEDNÉ SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ VAČKOVÝ HŘÍDEL.....	49
5.3	KONTROLA VENTILU NA VZPĚR.....	52
5.4	OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRO VÝPOČET NAMÁHÁNÍ A DEFORMACÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE A VENTILU METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ V PROSTŘEDÍ PROENGINEER .....	55
5.5	VÝPOČET NAMÁHÁNÍ A DEFORMACÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE A VÝFUKOVÉHO VENTILU VYPOČTENÝMI SILAMI POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ V PROSTŘEDÍ PROENGINEER .....	57
6	ZÁVĚR .....	61



## Seznam použitých symbolů

$R, R_1, R_2, R_3$	[mm]	poloměry kružnic vačky $R, R_1, R_2, R_3$
$OA, OB, OC$	[mm]	vzdálenost od středu vačky ke kružnici $R_1, R_2, R_3$
$X$	[ - ]	místo protnutí náběhového oblouku a zákl. kružnice
$k$	[ - ]	pořadové číslo první nespojitě derivace zdvihové funkce
$a$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení vačky pro určité otáčky vačkového hřídele
$a$	[mm/ $\Delta^2$ ]	zrychlení vačky nezávislé na otáčkách vačkového hřídele
$\Delta$	[ ° ]	přírůstek úhlu sousedních hodnot zdvihu
$n_v$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky vačkového hřídele
$m_{red}$	[kg]	redukováná hmotnost
$m_{sv}$	[kg]	hmotnost sacího ventilu
$m_{vv}$	[kg]	hmotnost výfukového ventilu
$m_{vz}$	[kg]	hmotnost ventilového zdvihátka
$m_{p1}$	[kg]	hmotnost pružiny 1
$m_{p2}$	[kg]	hmotnost pružiny 2
$m_{vm}$	[kg]	hmotnost ventilové misky
$m_{zk}$	[kg]	hmotnost zajišťovacích klínů ventilové misky
$F_s$	[N]	setrvačná síla
$r$	[mm]	rameno setrvačné síly působící na vačkový hřídel
$v$	[mm/0,5°]	rychlost vačky při daném úhlu natočení vačkového hřídele
$k_1$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost pružiny 1
$k_2$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost pružiny 2
$F_{1-1}$	[N]	síla pružiny 1 po montáži
$F_{1-2}$	[N]	síla pružiny 2 po montáži
$F_{n-1}$	[N]	síla pružiny 1 před dosednutím závitů
$F_{n-2}$	[N]	síla pružiny 2 před dosednutím závitů
$h$	[mm]	pracovní zdvih pružin
$F_p$	[N]	výsledná síla pružin
$\pi$	[ - ]	Ludolfovo číslo
$D_v$	[mm]	průměr talířku výfukového ventilu
$D_d$	[mm]	průměr dířku výfukového ventilu
$p_s$	[MPa]	tlak ve výfukovém potrubí

$p_{vp}$	[MPa]	tlak ve válci motoru
$F$	[N]	síla působící na výfukový ventil
$F_v$	[N]	výsledná síla
$A,B,C,A',B'$	[ - ]	značení úseků podle průběhu setrvačné síly
$F_{m1}$	[N]	maximální výsledná síla v úseku AB
$F_{m2}$	[N]	síla odpovídající $F_{m1}$ na 2. dvojici vaček
$F_{r1}$	[N]	síla působící na maximálním rameni v úseku AB
$F_{r2}$	[N]	síla odpovídající $F_{r2}$ na 2. dvojici vaček
$F_{kr}$	[N]	kritická síla při vzpěru štíhlých prutů
$n$	[ - ]	konstanta uložení prutu namáhaného na vzpěr
$E$	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
$J_{min}$	[mm <sup>4</sup> ]	minimální kvadratický moment průřezové plochy prutu
$D$	[mm]	průměr dířku ventilu
$L$	[mm]	vzpěrná délka prutu
$\sigma_{kr}$	[MPa]	kritické napětí, při kterém dojde ke ztrátě stability prutu
$\sigma_u$	[MPa]	mez úměrnosti materiálu
$\lambda$	[ - ]	štíhlostní poměr prutu
$i_{min}$	[mm]	minimální kvadratický poloměr průřezové plochy prutu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	průřezová plocha prutu
$\lambda_m$	[ - ]	mezní štíhlostní poměr prutu
$D,F,G,H$	[ - ]	označení válcových částí vačkového hřídele
$R,\theta,Z$	[ - ]	souřadnice cylindrického souřadného systému
$x,y,z$	[ - ]	souřadnice kartézského souřadného systému

# 1 ÚVOD

Ventilové rozvody motorů prošly v posledních letech velkým vývojem. Cílem konstruktérů bylo vždy co nejvyšší využití potenciálu motoru ve všech možných otáčkových režimech a zatíženích motoru. Až vývoj a výzkum motorů ukázal, že s pevným časováním ventilů není možné tohoto dosáhnout. Proto se vývoj začal ubírat cestou proměnného časování ventilů, pomocí něhož je možné splnit protichůdné požadavky časování v různých režimech a tím využít maximální potenciál motoru při příznivé spotřebě paliva a emisích škodlivin ve výfukových plynech.

V první části diplomové práce popisují systémy pevného časování ventilů a následně se zabývám analýzou systémů s proměnným časováním ventilů a jejich užitím v motocyklových motorech.

V druhé části práce se zabývám kinematickým rozбором stávajících zdvihových závislostí vaček motoru JAWA 837 a navrhuji jejich úpravy.

V třetí části, která vychází z předešlého rozboru stávajících vaček, je mým úkolem navrhnout vačku modifikovanou s ohledem na zástavbu zdvihátek se samočinným vymezováním ventilové vůle.

Poslední část práce obsahuje výpočet sil zatěžujících zvolené součásti rozvodu, kterými jsou vačkový hřídel a ventil. Určené síly jsou následně použity při výpočtu napětí a deformací těchto součástí a to pomocí metody konečných prvků v prostředí ProEngineer.

Cílem diplomové práce je také vytvoření výpočtové dokumentace, která poskytne firmě JAWA informace o již analyzovaných součástech, a dále by mohla sloužit jako podklad pro případnou výrobu nových součástí (vačka pro samočinné vymezování ventilových vůlí) či konstrukci rozvodu (proměnné časování ventilů), které firma zatím ve svém motoru nepoužívá.

## 2 VENTILOVÉ ROZVODY

### 2.1 Funkce a pojmy ventilových rozvodů

Ventilový rozvod je mechanismus, který zajišťuje výměnu plynů ve spalovacím prostoru. Pojem výměna plynů znamená nasávání směsi paliva se vzduchem u zážehových motorů nebo vzduchu u vznětových motorů a k odvodu spalin z válců v přesně určený časový úsek. Na správném časování ventilů závisí točivý moment motoru, emise škodlivin ve výfukových plynech a spotřeba paliva. Ventilové rozvody s pevným časováním pracují ideálně jen v jednom určitém bodě výkonové křivky. V ostatních režimech jsou vlastnosti motoru omezeny časováním a zdvihem ventilů.

Zdvih ventilů je u rozvodů s pevným časováním dán tvarem vačky a je neměnný.

Časováním rozumíme okamžik otevření a zavření sacího či výfukového ventilu. Hodnoty časování jsou udávány ve stupních otočení klikového hřídele a jsou dány natočením vačkové hřídele oproti hřídeli klikovému. Pracovní cyklus čtyřtakového motoru je vykonán za dvě otáčky klikového hřídele. Na každé dvě otáčky klikového hřídele připadá jedna otáčka hřídele vačkového.

Otevírání a zavírání ventilů obstarává vačkový hřídel, který je součástí ventilového rozvodu a je poháněný hřídelem klikovým. Podle druhu rozvodu (SV, IOE, OHV, OHC, DOHC, desmodromický rozvod) se mění počet členů mechanismu rozvodu a jejich rozmístění jak se popsáno v další kapitole.

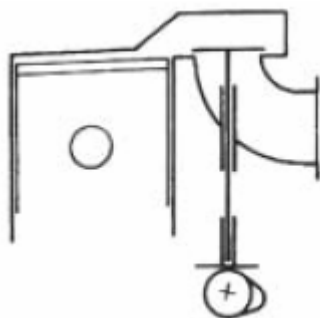
Další pojem, týkající se ventilových rozvodů, je překrytí (střih) ventilů, což je doba, při níž je zároveň otevřen jak sací, tak výfukový ventil.

## 2.2 Druhy ventilových rozvodů s pevným časováním

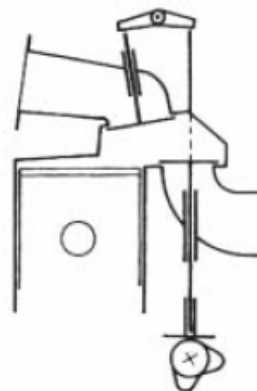
### 2.2.1 Rozvod s postranními ventily - SV (Side Valves)

#### Rozvod s protilehlými ventily - IOE (Inter Over Exhaust)

Rozvod SV podle obr. 2.1 a IOE podle obr. 2.2 se dnes již u automobilových a motocyklových motorů nepoužívají. Jejich uspořádání zapříčiňuje nevhodný tvar spalovacího prostoru, což má za následek vyšší emise škodlivin, nízký kompresní poměr, sklon motoru k samozápalům, menší výkon a vyšší měrnou spotřebu.



*Obr. 2.1 Rozvod SV*



*Obr. 2.2 Rozvod IOE*

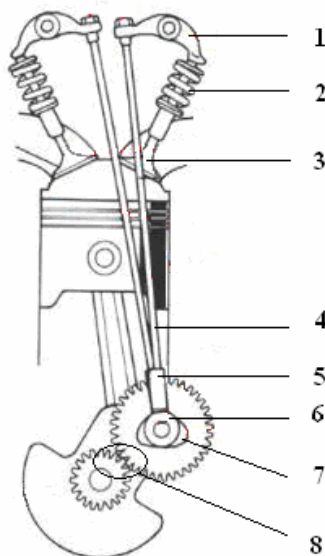
### 2.2.2 Rozvod s visutými ventily v hlavě válců - OHV (Over Head Valves)

U rozvodu OHV podle obr. 2.3 je vačkový hřídel (6) umístěna v bloku motoru a je poháněna ozubenými koly (8) nebo řetězem, ventily jsou ovládány pomocí ventilových zdvihátek (5), ventilových tyček (4) a ventilových vahadel (1).

Výhodou tohoto rozvodu je nižší hlava motoru a snadné seřizování ventilové vůle.

Nevýhodou této konstrukce je složitější blok válců, vyšší hlučnost a značná hmotnost pohybujících se součástí, z čehož vyplývá nevhodnost použití pro vysokootáčkové motory.

Tento rozvod se používá v dnešní době u motocyklů Harley Davidson, Indian, ..., nákladních automobilů a některých osobních automobilů (Škoda Fabia).

**Obr. 2.3 Rozvod OHC**

1-vahadlo, 2-ventilová pružina, 3-ventil, 4-ventilová tyčka, 5-ventilové zdvihátko, 6-vačkový hřídel, 7-vačka, 8-pohon vačkového hřídele ozubenými koly

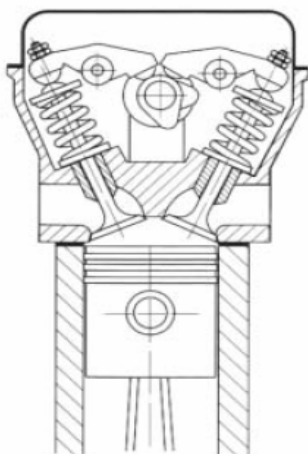
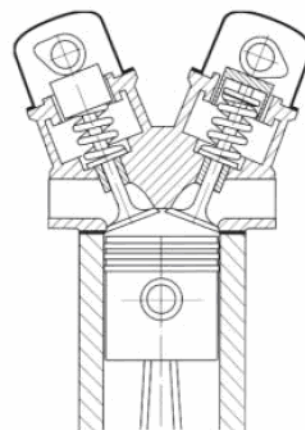
### 2.2.3 Rozvod s vačkovým hřídelem v hlavě válců - OHC (Over Head Camshaft)

Vačkový hřídel je umístěna v hlavě válců je poháněna řetězem nebo ozubeným řemenem, případně královským hřídelem. Ventily jsou ovládány přes ventilová vahadla obr. 2.4.

Výhodou tohoto rozvodu je nízká hmotnost pohybujících se součástí, a proto je vhodný i pro vysokootáčkové motory. Výhodou je i vyšší tuhost, což umožňuje zvýšit zdvih ventilů a jejich zrychlení. Další výhodou je jednodušší a lehčí blok motoru.

Nevýhodami jsou větší výška a složitost hlavy válců, obtíže s těsněním vačkového hřídele, nezbytnost společné hlavy válců u víceválcových motorů. Obtížnější seřizování ventilové vůle (pokud není použito vahadel nebo hydraulických zdvihátek) a vyšší cena.

**Rozvod DOHC** užívá dvou vačkových hřídelů v jedné hlavě válců. Obvykle jedna vačka ovládá sací ventily a druhá výfukové ventily, a to pomocí hrníčkových zdvihátek, jak ukazuje obr. 2.5. Rozvody OHC a DOHC jsou v dnešní době nejpoužívanějšími rozvody v motocyklových a automobilových motorech.

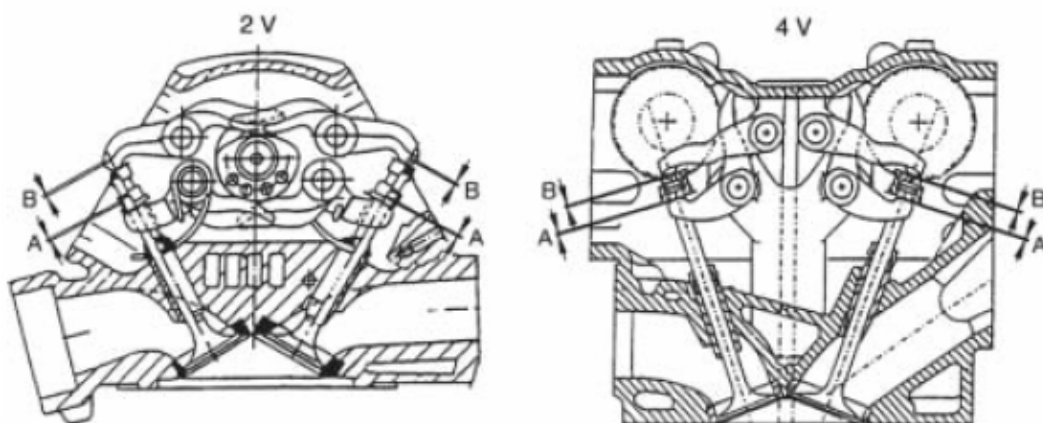
*Obr. 2.4 Rozvod OHC**Obr. 2.5 Rozvod DOHC*

## 2.2.4 Desmodromický rozvod

Vačkový hřídel tohoto rozvodu (obr. 2.6) je umístěn v hlavě válců. Její vačky nuceným způsobem řídí otvírání i zavírání ventilů, takže odpadá potřeba vratných pružin.

Tento rozvod řeší problém "odskakování" resp. nekontrolovatelného zavírání ventilů vysokootáčkových motorů u nichž se ventily zavírají pružinami. Při extrémně vysokých otáčkách, překoná setrvačná síla pohybujících se součástí rozvodu sílu pružiny a ventil nesleduje tvar vačky.

V dnešní době desmodromický rozvod používá firma Ducati, která tento systém značně zdokonalila a používá ho ve svých motocyklových motorech.

*Obr.*

*2.6 Desmodromický rozvod, A - zavírací mechanismus, B - otevírací mechanismus*

## **2.3 Ventilové rozvody s proměnným časováním**

### **2.3.1 Porovnání pevného a proměnného časování**

Ventilové rozvody s proměnným časováním byly navrhovány proto, aby odstranily nedostatky pevného časování ventilů.

Pevné časování ventilů může být ideální jen v jednom pracovním režimu motoru. Pokud je ventilový rozvod naladěn na vysoký výkon, je v nízkých otáčkách „málo pružný“, tedy nechce akcelarovat. Opakem jsou pak motory příjemné v nízkých a středních otáčkách, u kterých je problém s rovnoměrností chodu ve vysokých otáčkách.

Problém s množstvím nasávaného vzduchu je u zážehového motoru. Zde se toto množství během jednoho zdvihu v jednotlivých režimech značně liší. Při nízkém zatížení je množství nasávaného vzduchu omezeno škrticí klapkou a sacími ventily. Nízká rychlost proudění zapříčiňuje nedostatečné rozvívání směsi, která má za následek její špatné hoření.

Při vysoké rychlosti dochází ke ztrátám při plnění válce vlivem ztrát na škrticí klapce.

Pro plné využití potenciálu motoru je nutné v nízkých otáčkách kratší otevření ventilů a kratší doba překrytí nebo vůbec žádné překrytí ventilů. Naopak při vyšších otáčkách je nutná delší doba otevření i překrytí ventilů.

Variabilní časování ventilů se během vývoje rozdělilo do dvou hlavních skupin: proměnné časování ventilů a proměnný zdvih ventilů. Další vývoj směřuje k tomu, že se oba systémy navzájem kombinují. Přechází se také postupně od dvoustupňové regulace přes regulaci vícecestupňovou až k regulaci plynulé, která se dokáže přesně přizpůsobit daným otáčkám motoru. Plynulou regulaci používají systémy BMW Vanos, BMW Double Vanos, VVT-i a BMW Valvetronic, Fiat Multiair.

Použitím variabilních rozvodů u motorů dosáhneme lepšího průběhu točivého momentu, vyššího výkonu, zvyšuje se pružnost motoru, snižuje spotřeba paliva a emise motoru.



## 2.3.2 Ventilové rozvody s proměnným časování ventilů

### 2.3.2.1 Proměnné časování ventilů s omezeným pohybem vaček na vačkovém hřídeli (Fliegende Nockenwelle)

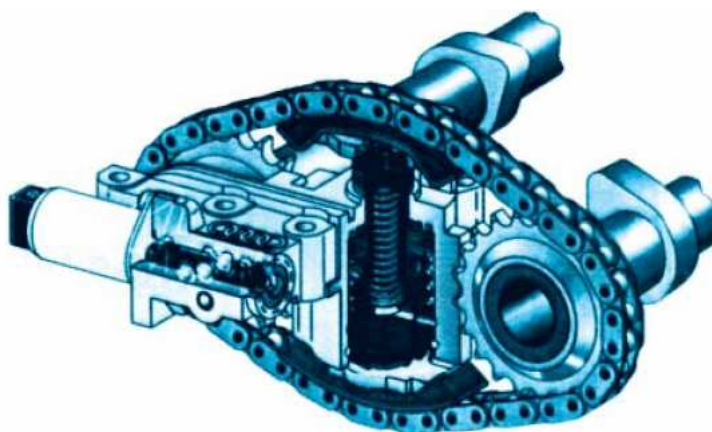
Jedná se o variantu proměnné časování sacích ventilů, při které se sací vačky pootácejí na vačkovém hřídeli o potřebný úhel. Na počátku otevírání sacího ventilu je příslušná vačka působením své řídící pružiny opřena o základní krajní doraz odpovídající pevnému časování ventilového rozvodu. Při překročení maximálního zdvihu vačky je vačka silou ventilové pružiny stlačena proti své směrné pružině v rámci vymezené vůle k druhému dorazu. Toto se děje při nízkých otáčkách. Při vyšších otáčkách nestačí pružina stlačit vačku proti své směrné pružině a délka otevření sacích ventilů vzhledem k natočení klikového hřídele se zvětší. Díky tomu dochází k účinnějšímu plnění motoru, a tedy i ke zlepšení průběhu točivého momentu motoru.

Mezi pohyblivou vačkou a vačkovým hřídelem je pro plynulou funkci navíc ještě vytvořen olejový polštář. Konec sání se tedy automaticky přizpůsobuje otáčkám.

### 2.3.2.2 Porsche VarioCam

VarioCam je systém vyvinutý pro rozvod DOHC a umožňuje proměnné časování sacích ventilů. Systém natáčí sací vačkový hřídel vůči výfukovému vačkovému hřídeli. Od klikového hřídele je poháněn výfukový vačkový hřídel.

Změnu časování zajišťuje mechanismus (obr.2.7), napínající popřípadě povolující (v závislosti na otáčkách motoru) článkový řetěz. Ten spojuje řetězová kola na vačkových hřídelích.



*Obr.2.7 Natáčecí mechanismus*

Mechanismus je poháněn tlakovým olejem motoru a ovládán jeho řídicí jednotkou.

V rozsahu krajních poloh napínacího mechanismu jsou měněny tyto parametry:

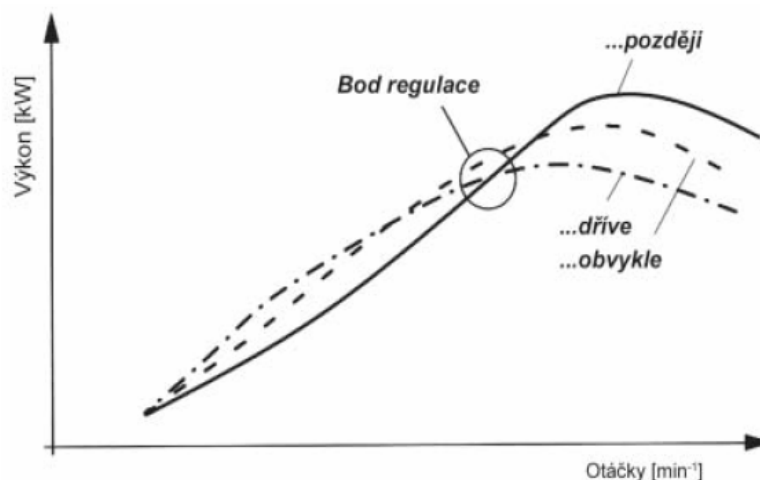
- úhel pootočení klikového hřídele mezi maximálními zdvihy ventilů
- úhel překrytí ventilů

Výše jmenované zachycuje obr. 2.8.



**Obr.2.8** Změna časování po přestavení vačkového hřídele

Pomocí tohoto systému se optimalizuje chod motoru v celém rozsahu provozních otáček. Mění se kroutící moment a výkon motoru (obr. 2.9), snižují se spotřeba paliva a emise škodlivin ve výfukových plynech.

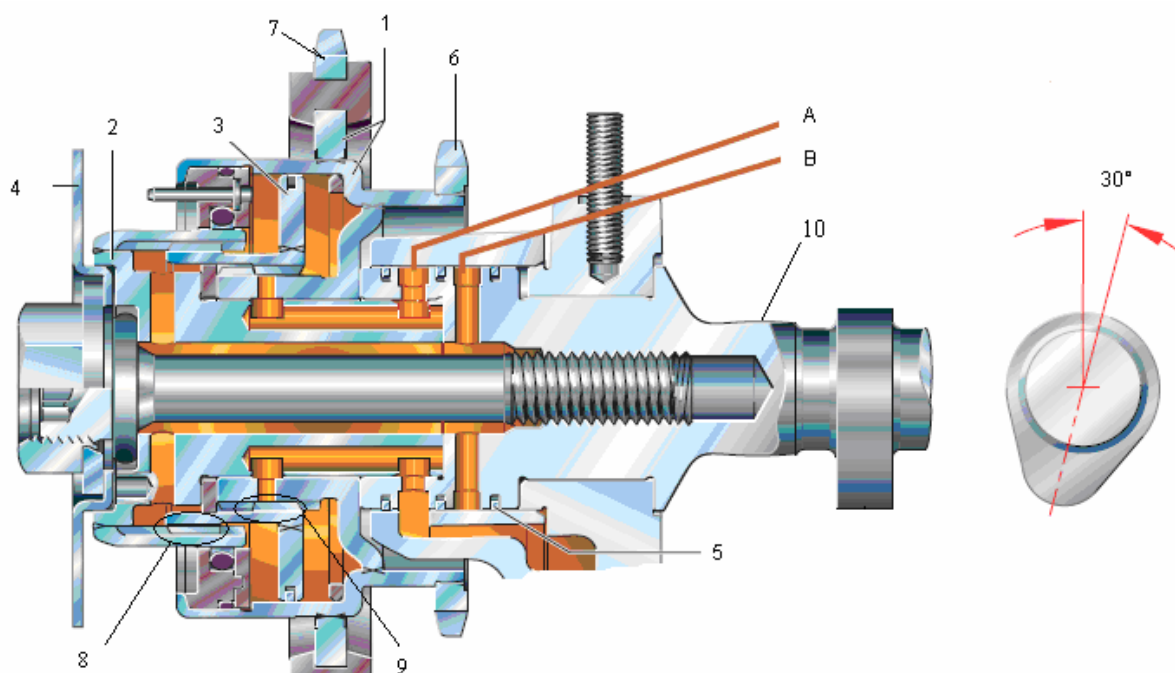


**Obr. 2.9** Optimalizace výkonu motoru

Další variantou natáčení vačkových hřídelů (obr. 2.10) u systému Porsche VarioCam je systém s hydraulicky ovládaným regulačním pístem (3), který má na osazení vnitřní (9) a vnější drážkování (8). Pomocí šikmého drážkování na vnitřní straně zajišťuje vazbu se sacím vačkovým hřídelem (10) a pomocí vnějšího drážkování se statorem (1), který má na vnější straně dvojici ozubení pro vazbu s klikovým hřídelem (6) a pro vzájemné propojení mechanismů (7) na obou vačkových hřídelích pomocí řetězového nebo řemenového převodu.

S přívodem tlakového oleje se píst pohybuje a díky šikmému drážkování dochází k vzájemnému pootočení vačkového hřídele vzhledem ke statoru a tudíž i klikovému hřídeli.

Tlakový olej ovládá řídicí jednotka pomocí elektromagnetických ventilů. Natočení je možné v rozsahu  $30^\circ$  na sacím vačkovém hřídeli ve směru dřívější fáze sání.



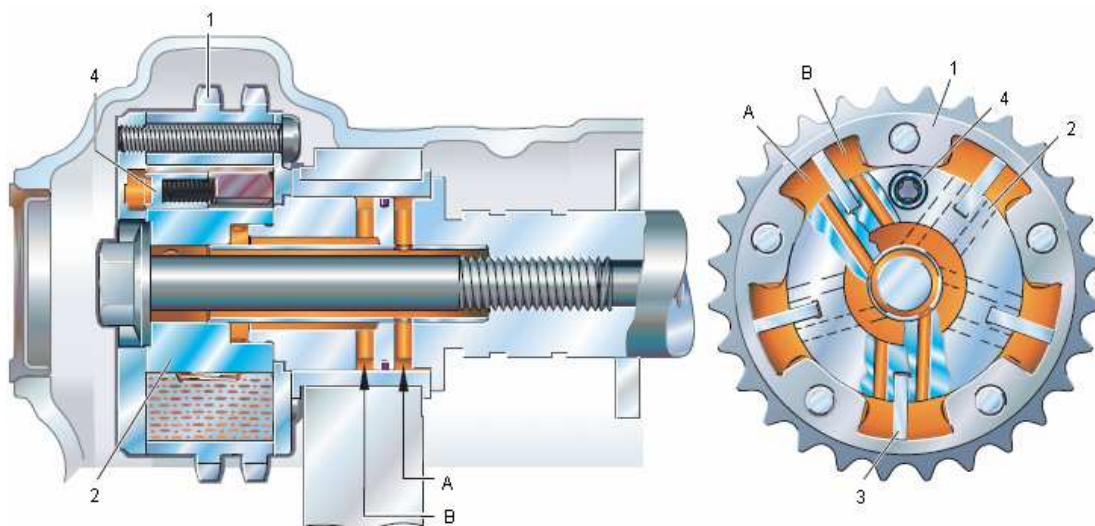
**Obr. 2.10** Popis systému pro seřizování vačkového hřídele:

1-stator, 2-rotor, 3-píst se šikmými drážkami, 4-kotouč pro snímání polohy, 5-těsnění, 6-ozubení pro spojení mechanismů na obou vačkových hřídelích, 7-ozubení pro propojení mechanismu s klikovým hřídelem, 8-vnější drážkování, 9-vnitřní drážkování, A; B-přívod

### 2.3.2.3 Proměnné časování ventilů koncernu Volkswagen

Změnu časování obstarává nastavovací mechanismus (obr. 2.11) tvořený rotorem (2) spojeným s vačkovou hřídelí a statorem (1). Rotor není rotorem v pravém smyslu slova, jelikož nerotuje kolem své osy, nýbrž se kolem ní pouze pootáčí vlivem

přepouštění tlakového mazacího oleje z komory A do komory B. Stator je relativní označení pláště mechanismu, který pomocí řetězu nebo řemenu a ozubení obstarává spojení s druhým nastavovacím mechanismem na sousedním vačkovém hřídeli a klikovém hřídeli.



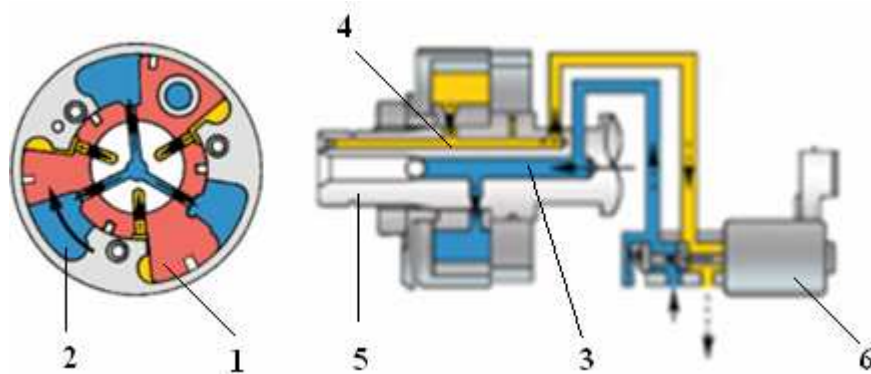
**Obr. 2.11** Popis systému pro seřizování vačkového hřídelu koncernu Volkswagen:  
1-stator, 2-rotor, 3-lamely, 4-kolíček pro zajištění polohy, A B-přepouštěcí komory

Spojité natáčení sacího vačkového hřídele je možné o úhel  $50^\circ$  (na klikovém hřídeli) směrem k dřívějšímu začátku sání (před horní úvrať). Odstupňované natočení výfukového vačkového hřídele je možné o úhel  $20^\circ$  k pozdějšímu uzavření výfuku (za horní úvrať).

Těmito změnami v časování se podstatně zvětší doba překrytí ventilů, která vede k recirkulaci spalín a tím ke snížení emisí výfukových plynů.

#### 2.3.2.4 Toyota VVT - i ( Variable Valve Timing - inteligent)

Jde o systém změny časování sacích ventilů (obr. 2.12), kterým se mění pootáčení sacího vačkového hřídele. Tvarový člen (1) je ve válci s vnějším ozubením, které zajišťuje vazbu řemenem či řetězem s výfukovým hřídelem a klikovým hřídelem. Tvarový člen je poháněn tlakovým oleje a umožňuje natáčení sacího vačkového hřídele (5) ve směru dřívější či pozdější fáze sání.



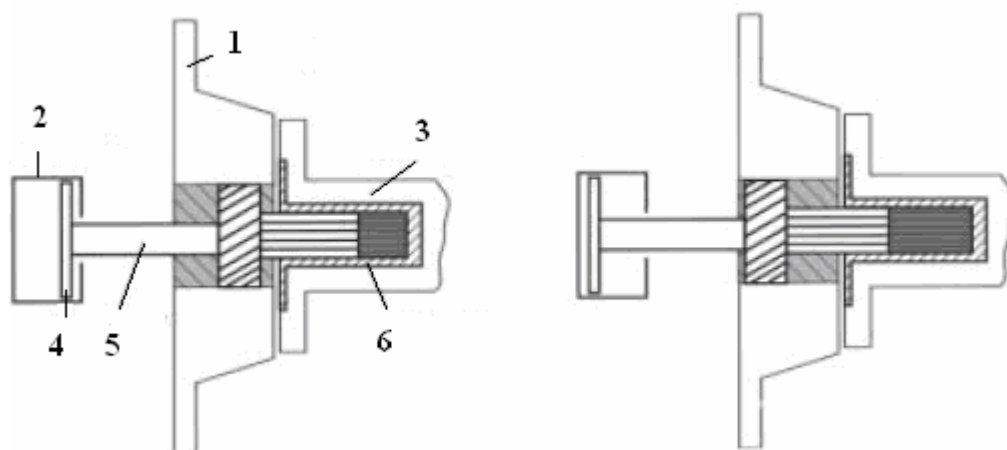
**Obr.2.12** Mechanismus natáčení sacího vačkového hřídele

1-tvarový člen, 2-olejová komora, 3-přívod tlakového oleje, 4-odvod tlakového oleje, 5-vačkový hřídel, 6-elektromagnetický rozváděč

### 2.3.2.5 BMW Vanos

Systém Vanos (obr. 2.13) umožňuje plynulé natáčení sacího vačkového hřídele o úhel  $42^\circ$  (na klikovém hřídeli). Je řízen jednotkou, která ovládá elektromagnetické ventily, pomocí jichž je přepouštěn tlakový olej. Tlak oleje 10 MPa je vytvářen vysokotlakým čerpadlem, poháněným vačkovým hřídelem.

Podle regulace je olej tlačěn před píst (4), nebo za píst. Píst spolu s drážkovým hřídelem (přímé drážkování) a válcovým členem (šikmé drážky) tvoří pevný celek. Posuvem pístu dochází tedy k relativnímu natočení řetězového kola (1) vzhledem k vačkovému hřídeli (3) s pouzdem (6).



**Obr. 2.13** Systém Vanos

1-řetězové kolo, 2-regulační válec, 3-vačková hřídel, 4-píst, 5-hřídel s dvojitým drážkováním, 6-pouzdro s vnitřním drážkováním

### **2.3.2.5.1 BMW Double Vanos**

Systém Double Vanos umožňuje natáčení sacího i výfukového vačkového hřídele. Sací vačkový hřídel je možno natáčet v rozsahu úhlu  $60^\circ$  a výfukový vačkový hřídel v úhlu  $45^\circ$  (obojí měřeno na klikovém hřídeli). Zdvojením se dosáhne ještě lepších výsledků.

## **2.3.3 Ventilové rozvody s proměnným zdvihem ventilů**

### **2.3.3.1 VTEC (Variable Valve Timing Electronic Control)**

Jedná se o systémy proměnného zdvihu a v dalších vývojových modifikacích i časování ventilů s elektronickou kontrolou. Tento systém byl zkonstruován firmou Honda.

#### **2.3.3.1.1 DOHC VTEC ( tři profily vaček )**

U této koncepce připadají na dvojici sacích či výfukových ventilů tři vačky a tři vahadla. V nízkých a středních otáčkách jsou jak sací, tak i výfukové ventily ovládány krajními vačkami přes krajní vahadla. Každý z ventilů má však jiný zdvih ( sací 5,0 a 8,0 mm; výfukové 4,4 a 7,5 mm), což způsobuje, že směs proudí okolo více otevřeného ventilu a vyvolává víření ve spalovacím prostoru. Tím se příznivě ovlivňuje spalovací proces.

Prostřední vačka je v těchto otáčkách nevyužitá. Při vysokých otáčkách dojde pomocí tlakového oleje k přesunu dvoudílné západky a je aktivována prostřední vačka.

Tato vačka zajišťuje u sacího ventilu zdvih 10,4 mm u výfukového 9,4 mm. Zpětné rozpojení vahadla zajišťuje pružina, která po poklesu tlaku oleje vrátí západku do výchozí polohy.

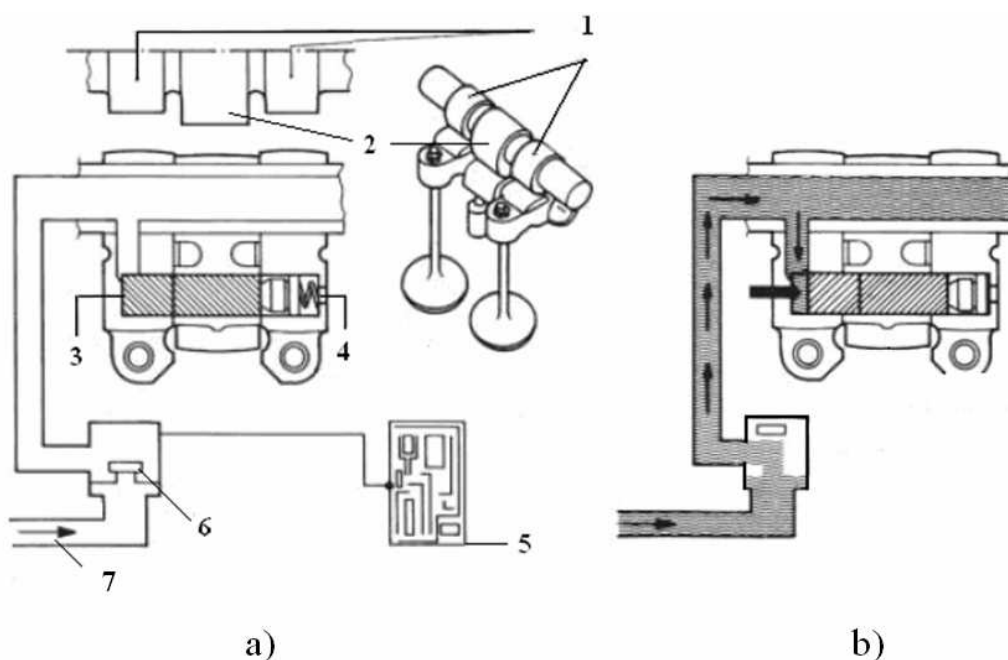
Celý proces je řízen řídicí jednotkou, která na základě údajů o vozidle a motoru (otáčky motoru, tlak v sání, rychlost vozu, teplota motoru ) ovládá magnetický ventil, pomocí něhož je do systému přiváděn tlakový olej.



### 2.3.3.1.2 DOHC VTEC ( dva profily vaček )

Tato verze má taktéž tři vačky a tři vahadla na každý válec, profily krajních vaček jsou však stejné, tudíž i zdvihy ventilů jsou stejné. Funkce je stejná jako v předešlé variantě, jen se nedosahuje tak příznivých parametrů. právě z důvod totožnosti profilu krajních vaček. Jedná se o vývojově starší variantu tříprofilové verze.

Na obr. 2.14 je a) vahadlo v rozpojeném stavu, b) vahadlo v spojeném stavu



**Obr. 2.14** Systém DOHC VTEC ( dva profily vaček )

a) vahadlo v rozpojeném stavu b) vahadlo ve spojeném stavu

1-standardní profil vačky, 2-ostrý profil vačky 3-dvoudílná přesuvná západka, 4-vratná pružina, 4-řídící jednotka, 6-magnetický ventil, 7-přívod oleje,

### 2.3.3.1.3 SOHC VTEC ( dva profily vaček )

Základem systému (obr.2.15) jsou čtyři ventily na válec, ovládané jednou vačkovou hřídelí. Pro každý válec jsou určeny tři vačky. Krajní vačky s nízkým profilem jsou v provozu při nízkých a středních otáčkách. Ve vysokých otáčkách je aktivována vačka s vysokým profilem. Propojení vahadel je opět pomocí dvoudílné přesuvné západky.

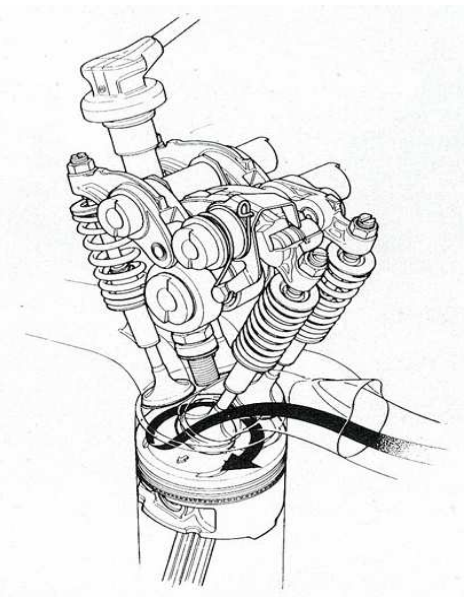
Tato verze neumožňuje měnit zdvih výfukových ventilů z důvodu nedostatku místa pro mechanismus, toto místo zabírá zapalovací svíčka



**Obr. 2.15** Systém SOHC VTEC

### 2.3.3.1.4 SOHC VTEC – E

Základem systému (obr.2.16) jsou opět čtyři ventily na válec, ovládané jedním vačkovým hřídelem. Tento systém byl zkonstruován pro co možná nejúspornější provoz. Na rozdíl od předešlé verze připadají pouze dvě vačky na každý válec. V nízkých otáčkách je vždy jeden ventil z dvojice sacích ventilů téměř uzavřen. Jeho zdvih je pouze 0,65 mm, a to kvůli chlazení ventilového sedla. Zdvih druhého ventilu je 8mm. Při proudění směsi do válce je díky této koncepci směs rozvířena tak, že je možné spalovat velmi chudou směs (23:1). Zároveň je směs navrstvena tak, že se nejbohatší směs nachází v blízkosti zapalovací svíčky. Při vyšších otáčkách a větším zatížení motoru se propojí obě vahadla a ventily mají stejný zdvih daný profilem vačky.



*Obr. 2.16 Systém SOHC VTEC-E*

## 2.3.4 Ventilové rozvody s proměnným časováním a proměnným zdvihem ventilů

### 2.3.4.1 Porsche VarioCam Plus

Tento rozvod je rozšířením rozvodu Porsche VarioCam o proměnný zdvih ventilů. Systémem se optimalizuje točivý moment a výkon motoru ve všech otáčkových režimech, sníží se emise škodlivin ve výfukových plynech (průměrně o 13 %) a sníží se spotřeba paliva (průměrně o 18%).

Proměnný zdvih ventilů je konstrukčně řešen dvěma různými tvary vaček, připadající na každý ventil. Menší vačka je mezi dvojicí větších vaček.

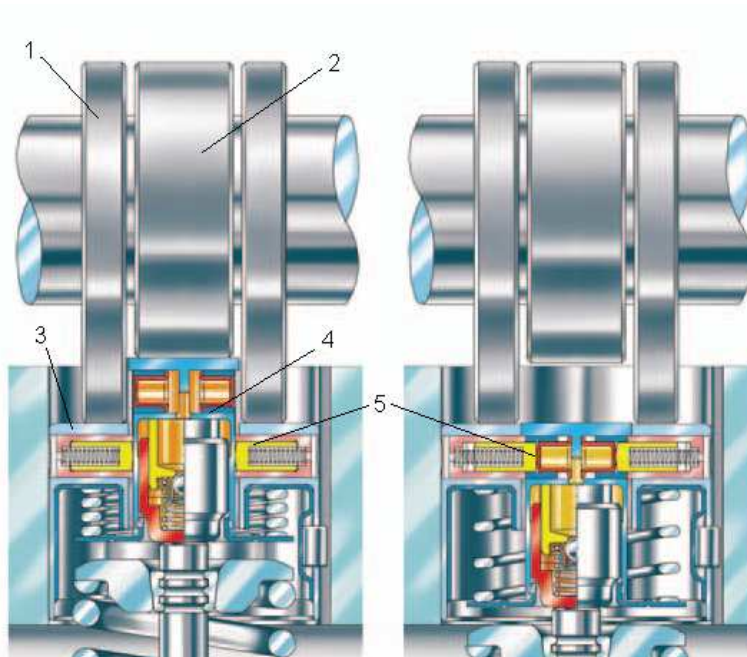


*Obr. 2.17 Spínací hrníčkové zdvihátko*

Zdvojené vačky přísluší spínací hrníčkové zdvihátko (obr. 2.17 a 2.18) Zdvihátko je složeno z vnitřního (4) a vnějšího zdvihátka (3). To umožňuje přesunutím spínacího členu (5) rozpojit zdvihátko a tím umožnit kontakt ventilu přes



vnitřní zdvihátko s vnitřní vačkou (2), nebo po přesunutí spínacího členu do druhé polohy kontakt ventilu přes spojené zdvihátko s dvojicí vnějších vaček (1).

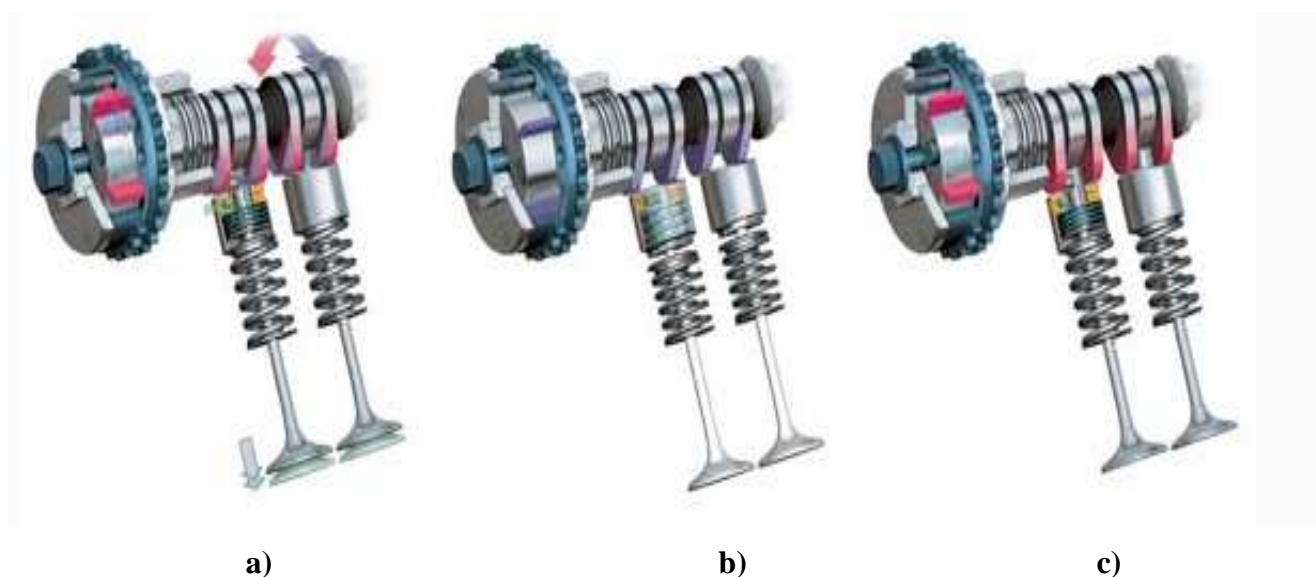


**Obr. 2.18** Spínací hrníčkové zdvihátko v rozpojeném a spojeném stavu  
1-vnější vačka s vyšším zdvihem, 2-vnitřní vačka s nižším zdvihem, 3-vnější zdvihátko,  
4-vnitřní zdvihátko, 5-mechanismus pro spojení vnitřního a vnějšího zdvihátka

Pro volnoběh je voleno malé překrytí ventilů a malý zdvih ventilů (3 mm), proto je v činnosti prostřední vačka. Při provozu s neúplným zatížením se sací vačka nastaví tak, aby docházelo k velkému překrytí a malému zdvihu ventilů.

To způsobí recirkulaci výfukových plynů a následné snížení spotřeby paliva. Pro dosažení maximálního točivého momentu motoru při plném zatížení je sací vačka nastavena na velké překrytí a velký zdvih ventilů (10 mm).

Celý proces regulace řídí řídicí jednotka, která pomocí samodiagnostických čidel dokáže zlepšit spouštění studeného motoru a upravit hodnoty emisí škodlivin ve výfukových plynech v zahřátém stavu. Obr. 2.19 ukazuje možnosti nastavení systému VarioCam a dva z pracovních režimů rozvodu.

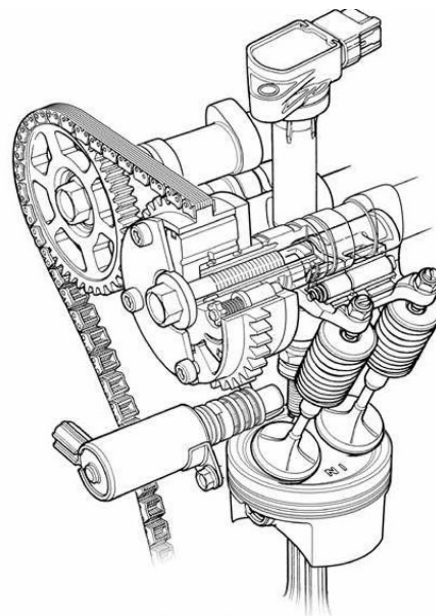


**Obr. 2.19** Systém VarioCam

*a) možnosti nastavení rozvodu, b) velký zdvih při plném zatížení motoru, c) malý zdvih při neúplném zatížení motoru*

#### 2.3.4.2 Systém i – VTEC

Tento systém (obr. 2.20) je vylepšením systémů DOHC VTEC s třemi profily vaček na každý válec. Vylepšení spočívá v natáčení sacího vačkového hřídele pomocí lamelového čerpadla. Princip i – VTEC lze rozdělit do čtyř fází. Ve fázi 1-3 motor pracuje jako VTEC – E to znamená, že jeden ventil je téměř uzavřen (zdvih 0,65 mm). Díky tomu lze spalovat velmi chudou směs (20:1), v této fázi je též minimální překrytí ventilů. V druhé fázi je směšování nastaveno na 14,7 – 12 : 1. Motor plně využívá recirkulaci výfukových plynů, čímž se sníží obsah NO<sub>x</sub>. Ventily dosahují velkého překrytí. Ve třetí fázi se mění překrytí ventilů podle zatížení motoru v nízkých otáčkách. Ve čtvrté fázi využívá motor všech čtyř ventilů. Zdvih je určen prostřední vačkou. Překrytí ventilů je přizpůsobeno k dosažení maximálního výkonu.

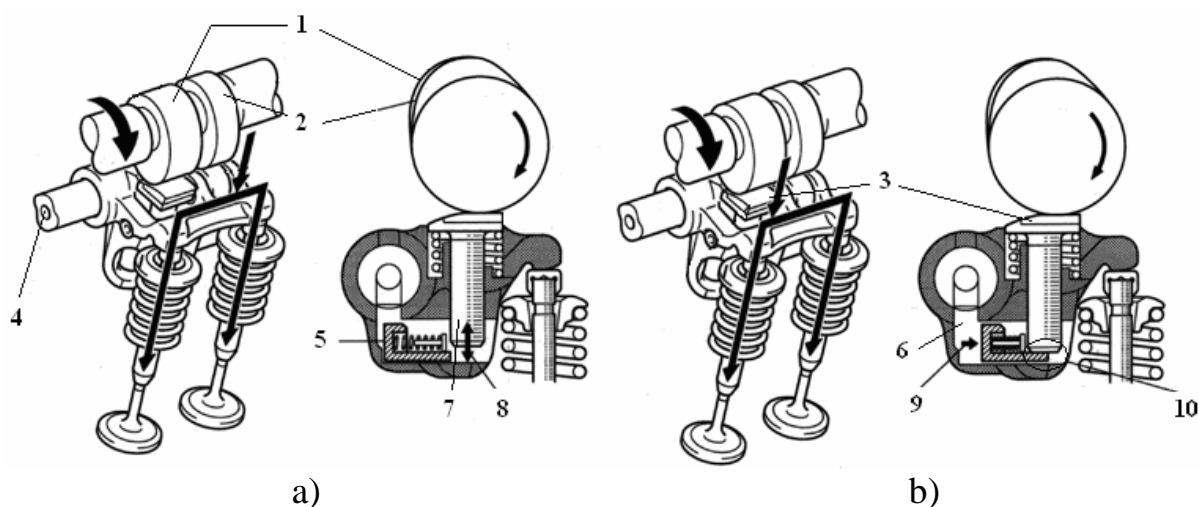


**Obr. 2.20** Systém i- VTEC

### 2.3.4.3 Toyota VVTL - i ( Variable Valve Timing and Lift – inteligent)

Jedná se o rozšíření předcházející verze VVT - i o proměnný zdvih sacích i výfukových ventilů. Proměnný zdvih spočívá v konstrukci vačkového hřídele a speciálního vahadla.

Vačkový hřídel je tvořen vačkami pro nízké a střední otáčky a vačkami pro vysoké otáčky motoru. Vahadlem je odlitek v němž je kanál pro tlakový olej a další části mechanismu. Kanál je veden pod vačku pro vysoké otáčky. V kanále je posuvná podložka s pružinou a čep s kluznou deskou, která zabezpečuje styk s vačkou. Pokud má dojít k aktivaci vačky pro vysoké otáčky (obr 2.21 b)), tlak oleje (9) posune podložku (5) pod čep (7) a pomocí kluzné desky vahadla (3) je realizován zdvih ventilu. Po poklesu tlaku se posune podložka díky pružině zpod čepu. Kluzná deska zůstává účinkem pružiny stále ve styku s vačkou (1), ale čep se volně posouvá ve válcovém kanálu (8) a tím se aktivuje část vahadla převádějící, zdvih (obr.2.21 a)) z vačky pro nízké a střední otáčky (2).



**Obr. 2.21** Systém Toyota VVTL - i

a) vahadlo převádí zdvih z vačky pro nízké a střední otáčky, b) vahadlo převádí zdvih z vačky pro vysoké otáčky

1-vačka pro vysoké otáčky, 2-vačka pro nízké a střední otáčky, 3-kluzná deska, 4-vstup tlakového oleje do mechanismu, 5-posuvná podložka s pružinou, 6-olejový kanál, 7-čep, 8- pohyb čepu s kluznou deskou, 9-působení tlaku na posuvnou podložku, 10-čep podepřen posuvnou podložkou

#### 2.3.4.4 BMW Valvetronik

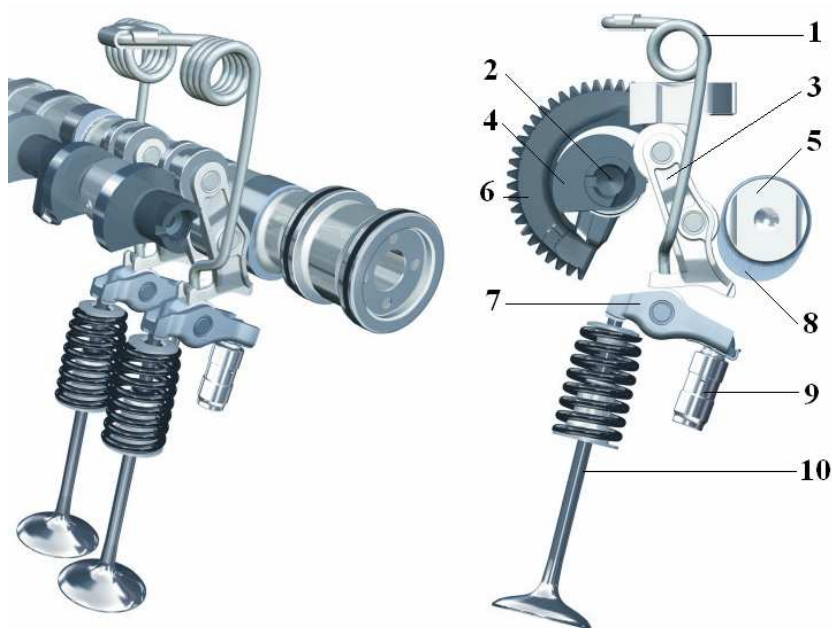
Tento systém je jedním z nejvyspělejších vůbec. Umožňuje jak proměnné časování ventilů (Vanos), tak i proměnný zdvih ventilů. Všechny tyto změny probíhají plynule.

Plnění válců a tím i výkon motoru je řízen zdvihem sacích ventilů. Škrtková klapka v systému zůstává a je využívána systémem odvodu palivové nádrže, nouzového chodu motoru a vnitřní diagnostikou motoru.

Při běžném provozu je klapka plně otevřena, při zastaveném motoru je uzavřena. Tato koncepce „bez škrtkové klapky“ umožňuje veškerou regulaci výkonu jako u vznětových motorů.

Mechanismus proměnného zdvihu ventilů (obr. 2.22) se skládá z elektromotoru, který prostřednictvím šnekového převodu natáčí hřídel (2) s excentrem (4). Jím vychyluje mezivahadlo (3), které je ve styku s vačkou (8). Vačka uděluje mezivahadlu kývavý pohyb. Mezivahadlo převádí svůj kývavý pohyb na běžné kladkové vahadlo (7), pohánějící ventil (10). Natáčení excentrického hřídele určuje polohu mezivahadla a tím velikost zdvihu ventilu. Zdvih ventilu může být v rozsahu 0 až 9,7 mm. Při částečném zatížení se sací ventily otevírají v rozsahu 0,5 až 2,2 mm.

Motory s tímto systémem mají údajně klidný chod a jsou průměrně o 10 % úspornější.



**Obr. 2.22** Mechanismus proměnného zdvihu ventilů

1-přítlačná pružina, 2-excentrická hřídel, 3-mezivahadlo, 4-excentr, 5-vačková hřídel, 6-šnekové kolo, 7-kladkové vahadlo, 8-vačka, 9-hydraulický vymezovač ventilových vůlí, 10-ventil

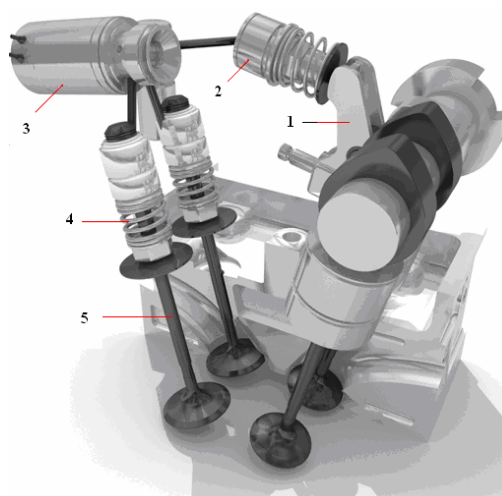
### 2.3.4.5 Fiat Multiair

System Multiair (obr. 2.23) je zatím nejnovějším systémem proměnného časování a zdvihu ventilů. Umožňuje odstranění přímé mechanické vazby mezi vačkovým hřídelem a sacími ventily. Tato vazba byla nahrazena elektrohydraulickým akumulátorem, vybaveným solenoidovým ventilem schopným otevřít sací ventil do značné míry nezávisle na vačkové hřídeli a především nezávisle na ostatních válcích.

Funkce mechanismu je následující: Vačka na vačkovém hřídeli působí na píst (2). Píst se posouvá a tím tlačí olej do komory. Objem komory lze měnit solenoidovým ventilem (3). Tlak oleje v komoře následně stlačuje sací ventil (5). Pro maximální zdvih ventilu zůstane solenoidový ventil uzavřen, při otevření ventilu dochází ke snížení objemu a tlaku v olejové komoře, což má za následek modifikovaný zdvih sacího ventilu. Solenoidový ventil je ovládán elektronicky řídicí jednotkou motoru. Zavírání sacích ventilů zajišťují vinuté pružiny (4) a lze ho časově měnit v závislosti na tlaku v olejové komoře.

System je schopen zabezpečit překrytí ventilů v mnohem větší míře než dosavadní systémy proměnného časování. Konstrukce systému umožňuje použít pouze jednu vačku (rozvod OHC místo DOHC) pro celý rozvod.

Přínos tohoto systému je údajně ve zvýšení výkonu motoru o 10 %, dále se o 15 % sníží otáčky při nichž točivý moment dosahuje vrcholu. Spotřeba paliva a emise CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech klesnou o 10 % až 25 %.



**Obr. 2.23** System Fiat Multiair

*1-mechanismus transformující rotační pohyb vačky na posuvný pohyb pístu, 2-píst, 3-solenoidový ventil, 4-ventilová pružina, 5-ventil*



## **2.4 Užití proměnného časování a proměnného zdvihu ventilů u motocyklových motorů**

Proměnného časování používají u svých motocyklů firmy Honda a Kawasaki. Systém Hondy není v pravém slova smyslu proměnným časováním, jak bude uvedeno dále. Jiní výrobci se zatím cestou proměnného časování nevydali.

Systémy proměnného zdvihu či proměnného časování ventilů používaných u automobilových motorů lze jistě použít i u motocyklových motorů. Jsou zde určité konstrukční odlišnosti jako například to, že pohon vačkových hřídelí u motocyklových řadových čtyřválců bývá veden středem motoru. Proto by bylo obtížnější nebo nemožné použít systémy proměnného časování ventilů jako Vanos, VVT – i, atd. Z toho důvodu je lepší přizpůsobit určité konstrukční prvky motocyklových motorů (pokud to jde) motorům automobilovým.

S rozvojem elektronických systémů u motocyklů, které řídí například přímé vstřikování paliva nebo ABS, by neměl být problém řídit systémy ať už proměnného zdvihu nebo proměnného časování ventilů, nebo nejvyspělejší systémy (Valvetronic, Multiair), které je kombinující.

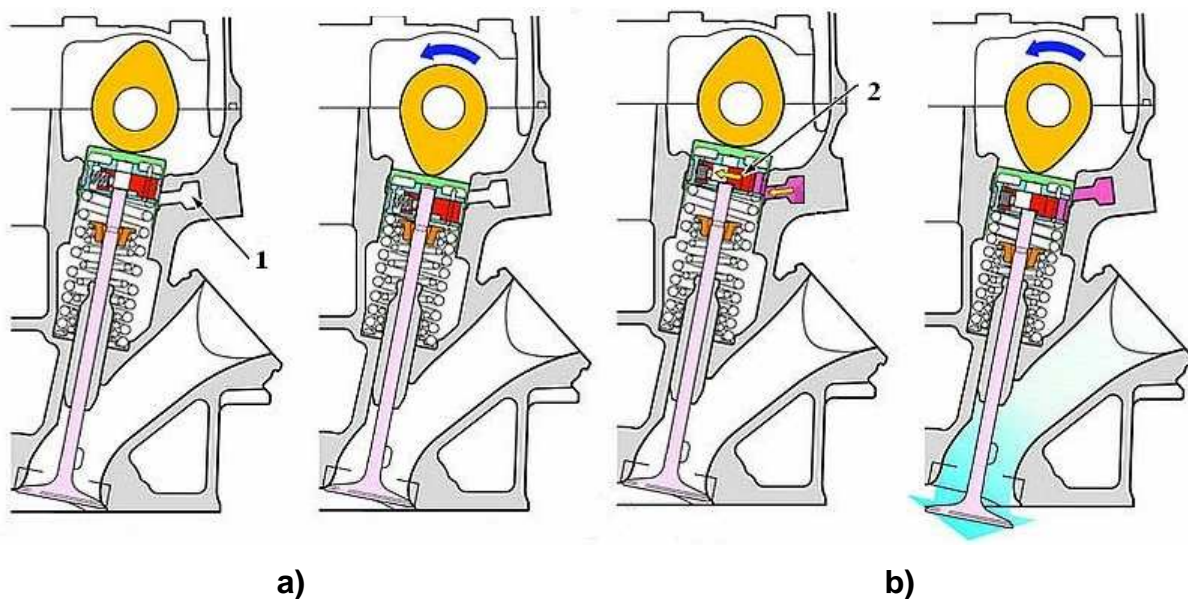
Výhody systémů jako je zvýšení výkonu, optimalizace kroutícího momentu v celém spektru otáček, nebo snížení spotřeby paliva a emisí ve výfukových plynech, by měly motivovat výrobce pro zavádění těchto systémů i do motocyklových motorů.

### **2.4.1 Honda VTEC**

Firma Honda přišla na trh s proměnným časováním ventil u svých motocyklů (obr. 2.23) jako první.

Jedná se o čtyřventilový spalovací prostor, pracující do 7000 ot/min jako dvouventilový. Když je funkční pouze jeden sací a jeden výfukový ventil. Systém pro zbylé dva ventily je bez tlaku oleje (obr. 2.24 a)). Nad 7000 ot/min se uvedou do provozu zbylé dva ventily pomocí tlakového oleje (obr. 2.24 b)). Ten posune podložku mezi ventil a hrníčkové zdvihátko, čímž dojde ke styku součástí a tím přenosu zdvihu.

Mění se tedy jen počet činných ventilů, nikoli však další vhodné parametry, jako je zdvih ventilu či jeho časování.



**Obr.2.24 Systém Honda VTEC**

*a ) systém bez tlaku oleje, b) systém s tlakem oleje*

*1-prostor pro tlakový olej, 2-přesuvná podložka*

## 2.4.2 Proměnné časování rozvodu motocyklů Kawasaki

Firma Kawasaki používá plynulé variabilní časování sacích ventilů pomocí hydraulického nastavení sací vačkové hřídele v závislosti na otáčkách a poloze škrtkové klapky. Systém je na obr.2.25 a je totožný z již popsaným systémem Toyota VVT – i



**Obr. 2.25 Systém proměnného časování Kawasaki**

### 3 ROZBOR KINEMATICKÝCH VLASTNOSTÍ STÁVAJÍCÍCH ZDVIHOVÝCH ZÁVISLOSTÍ VAČEK MOTORU JAWA 837

#### 3.1 Vstupní hodnoty

Zadavatel poskytl následující dokumentaci o motoru a jeho rozvodovém mechanismu:

Motor je určen pro motocykl, jehož obsah válce odpovídá osobnímu automobilu.

Zdvihátka jsou plochá, vačky souměrné, shodné pro mechanismus sání i výfuku.

Mechanismus rozvodu je typu OHC bez kyvné páky.

Otáčky motoru mohou dosahovat až  $8800 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ .

Náčrt obrysu vačky s některými tolerancemi rozměrů.

Několik údajů zdvihu vačky (zvedáku) podél činného boku vačky s rozestupy 12 stupňů natočení klikového hřídele, s přesností na tisícinu milimetru.

Údaje pro nastavování ventilových vůlí za studeného stavu motoru.

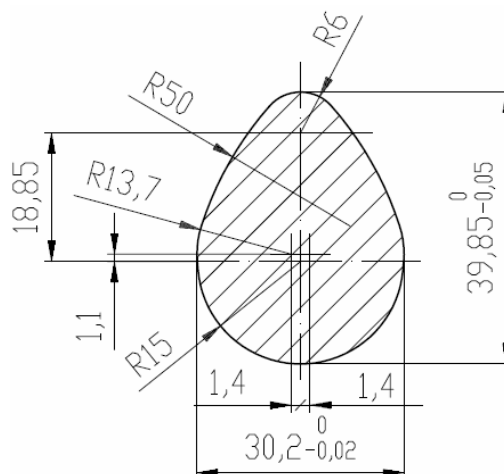
Doplňující výkresy součástí ventilového mechanismu a celkového uspořádání rozvodu.

Hodnoty tlaku ve válci v závislosti na pootočení klikového hřídele.

Charakteristiky motoru (výkon, kroutící moment) v závislosti na otáčkách motoru.

#### 3.2 Postup pro určení charakteristických vlastností vačkového profilu

Obrys vačky motoru Jawa 837 (viz obr. 3.1) je složen z kruhových oblouků. Protože její zvedák je plochý, jde o vačku harmonickou.



**Obr. 3.1** Obrys vačky



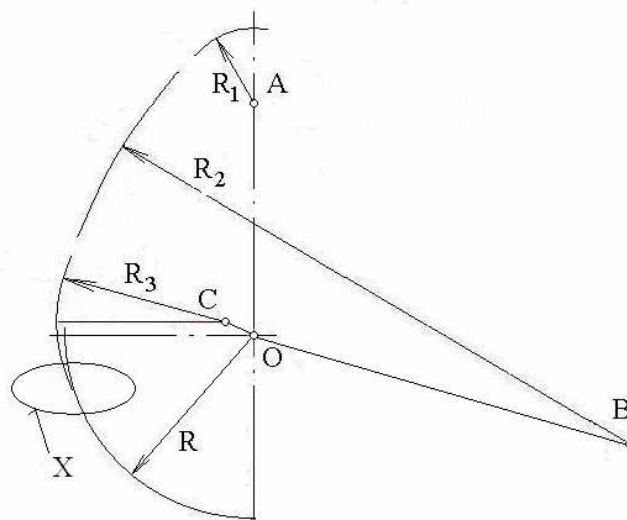
Klasickým postupem jejího rozboru je zjištění polohy středu křivosti oblouku o poloměru křivosti 50 mm a určení úhlů, příslušejících k třem kruhovým obloukům boku vačky. Přirozeným předpokladem přitom je, že oblouky mají v místě styku společnou tečnu. Čtvrtým obloukem obrysu je oblouk základní kružnice.

Z obecně známých vzorců platných pro harmonickou vačku lze určit zdvihy zvedáku, tvořící spolu s údajem úhlu natočení tabulku výrobního výkresu vačky. Obdobně lze ze vzorců k rozboru určit i průběhy rychlosti a zrychlení vačky. Odvozená křivka zrychlení přitom ve svém průběhu přetržitá, vykazuje nespojitosti, skoky. Křivka zrychlení slouží zejména k posuzování dynamických vlastností rozvodového mechanismu.

Druhý postup, běžně užívaný na Katedře vozidel a motorů TU v Liberci (dále jen KVM) vychází právě z křivky zrychlení, získané z tabulkových údajů zdvihu výrobního výkresu vačky a dvojím použitím metody konečných diferencí tak, jak je to pro analýzu vačkových profilů popsáno v literatuře [1]. Získané diferenční údaje (rychlost a zrychlení) jsou s výhodou stanoveny tak, aby byly nezávislé na otáčkách vačky. Jejich rozměr je proto milimetr na stupeň jejího otočení, resp. milimetr na stupeň otočení na druhou. Křivka zrychlení je pak základem rozboru. Lze z ní snadno odvodit potřebné charakteristiky, jako je dynamická výhodnost vačky, průběh poloměru křivosti jejího profilu, vlastnosti jejího náběhu (či výběhu) k vymezení (obnovení) vůle v rozvodovém mechanismu, atp.

Postup dle KVM lze obrátit - zvolí se zcela volně poloha charakteristických (uzlových) bodů křivky zrychlení jednoho boku vačky, zadají se žádané údaje (největší zdvih vačky, zdvih a rychlost na konci náběhového úseku) a funkce spline proložená uzlovými body vypočte údaje pro výrobní výkres vačky.

Pro zadaný rozbor vačky jsem zvolil postup druhý, protože mi připadá méně pracný. Nevyžaduje znalost zdvihů vyšetřované vačky předem, stačí znát průběhy zrychlení. Harmonická vačka má zrychlení tvořené třemi úseky, které charakterizuje funkce cosinus. Jejich maxima a další hodnoty lze poměrně snadno vypočítat, použijeme-li (podle obr.3.2) poloměrů  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  a délek OA, OB a OC. Když podle těchto tří obloukových úseků vhodně umístíme uzlové body a proložíme jimi funkci spline, můžeme pro činný bok vačky motoru Jawa 837 zjistit průběh zdvihu s postačující přesností.



**Obr. 3.2** Parametry pro výpočet zrychlení vačky

Důvod, proč toho nelze dosáhnout s přesností vysokou, spočívá ve snad jediné nevýhodě této metody. Funkce spline (i její dvě derivace) jsou totiž spojité. Nemůže tedy přesně nahradit zrychlení harmonické vačky, které spojitě není.

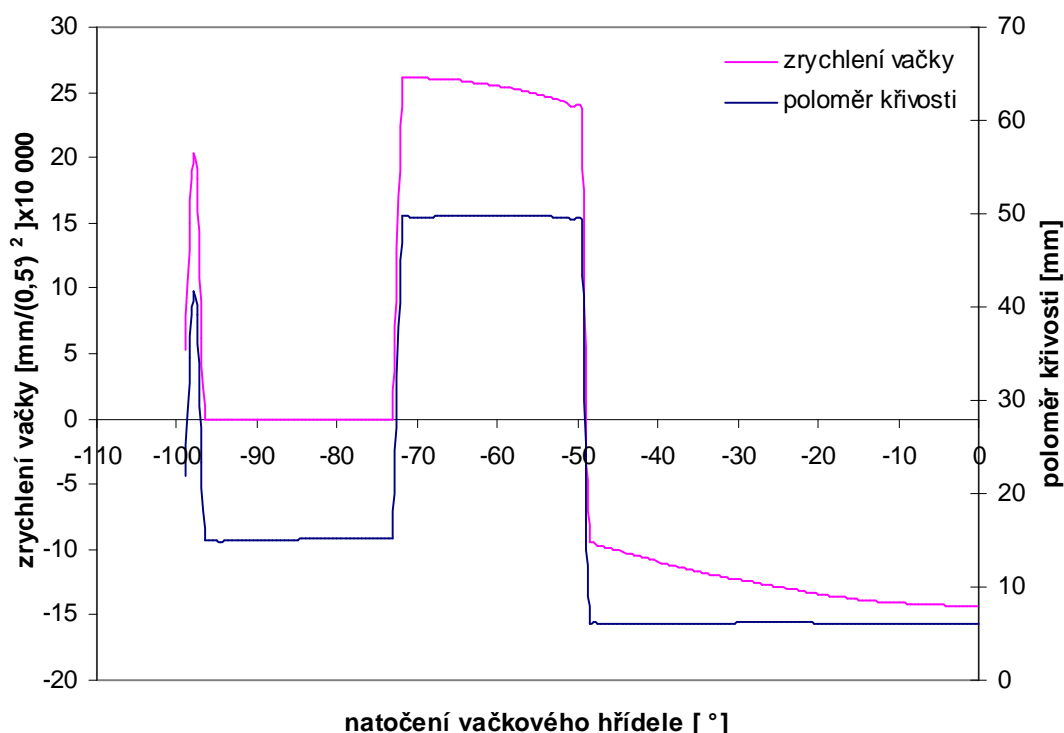
Jak je z obr. 3.2 patrné, náběhový oblouk v místě oválu X protíná základní kružnici vačky o poloměru  $R = 15 \text{ mm}$ . Začátek zdvihu zvedáku na profilu této vačky je tedy doprovázen nejen mohutným skokem ve zrychlení, ale dokonce skokem v rychlosti. Ze vzorců platných pro oblouk o poloměru  $R_3$  a vzdálenost OC lze jednoduše vyčíslit, že po tomto okamžiku následuje úsek se záporným zrychlením (až po místo styku s obloukem o poloměru  $R_2$ ), aby se počáteční rychlost v okamžiku dotyku vačky se zvedákem snížila na předpokládanou (zhruba poloviční) hodnotu.

Takové skokové poměry lze sotva úspěšně modelovat pomocí křivky zrychlení způsobem běžným na KVM, protože při skoku v rychlosti se zrychlení blíží k nekonečné hodnotě. Naštěstí z celé délky náběhu má praktický význam jen malá část před oblastí kladného zrychlení vačky, v níž dochází k vymezení vůle mezi zdvihátkem a vačkou. Je-li v této oblasti výkresem předepsaný zdvih a přiměřená rychlost, na údajích vlevo od ní nezáleží.

Výpočet proběhl a byl vytvořen soubor základních dat (dále SZD1), obsahující zejména průběh zrychlení, rychlosti a zdvihu činného boku vačky i náběhu, a to s přesností na 5 míst za desetinnou čárkou a s jemným odstupňováním úhlu natočení vačky. Funkce spline tvoří základ pro další rozbor. Tabulkové údaje zdvihů vačky

v úpravě vhodné pro její výrobní výkres jsou v příloze č.1. Průběh zrychlení a poloměru křivosti profilu náhradní vačky ukazuje obr.3.3.

Průběh zrychlení a poloměr křivosti náhradní vačky a následujících vaček je brán od vrcholu vačky.



*Obr. 3.3 Průběh zrychlení a poloměru křivosti náhradní vačky*

### 3.3 Hodnocení vytvořeného profilu náhradní vačky srovnáním se zadanými hodnotami

Na činném boku vačky motoru Jawa 837 známe 11 hodnot zdvihů vačky s přesností na tři místa za desetinnou čárkou. Tabulka 3.1 s nimi porovnává vypočtené hodnoty zdvihu náhradní vačky.

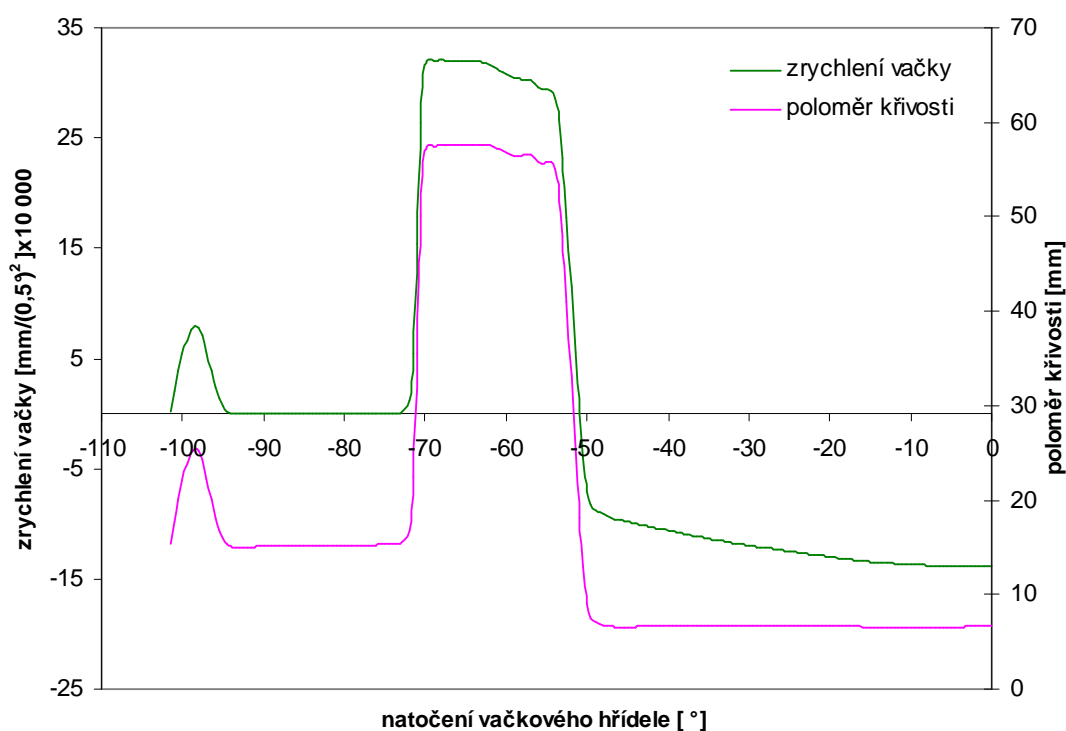
Odchyly zdvihu náhradní vačky od vačky motoru Jawa 837 lze pokládat za přijatelné. Významná je skutečnost, že znaménko odchylek je vesměs kladné, tedy jakoby šlo o zdvihy udělované vačkou nepatrně vystředěnou ze své osy otáčení. Z výsledku lze též vyvodit, že průtočné průřezy ve ventilech nezaostávají za průřezy dané vačkou motoru Jawa.

**Tab. 3.1** Porovnání poskytnutých hodnot s hodnotami vypočtenými

Úhel natočení vačky od vrcholu [°]	Zadané údaje zdvihu [mm]	Vypočtené údaje náhradní vačky [mm]	Rozdíl [mm]
60	1,257	1,25912	0,00212
54	2,258	2,27885	0,02885
48	3,613	3,64531	0,03531
42	5,008	5,03222	0,03222
36	6,250	6,26666	0,01666
30	7,325	7,33502	0,01002
24	8,222	8,22610	0,00410
18	8,928	8,93052	0,00252
12	9,438	9,43955	0,00155
6	9,747	9,74715	0,00015
0	9,850	9,85000	0,00000

### 3.4 Vytvoření upraveného profilu náhradní vačky

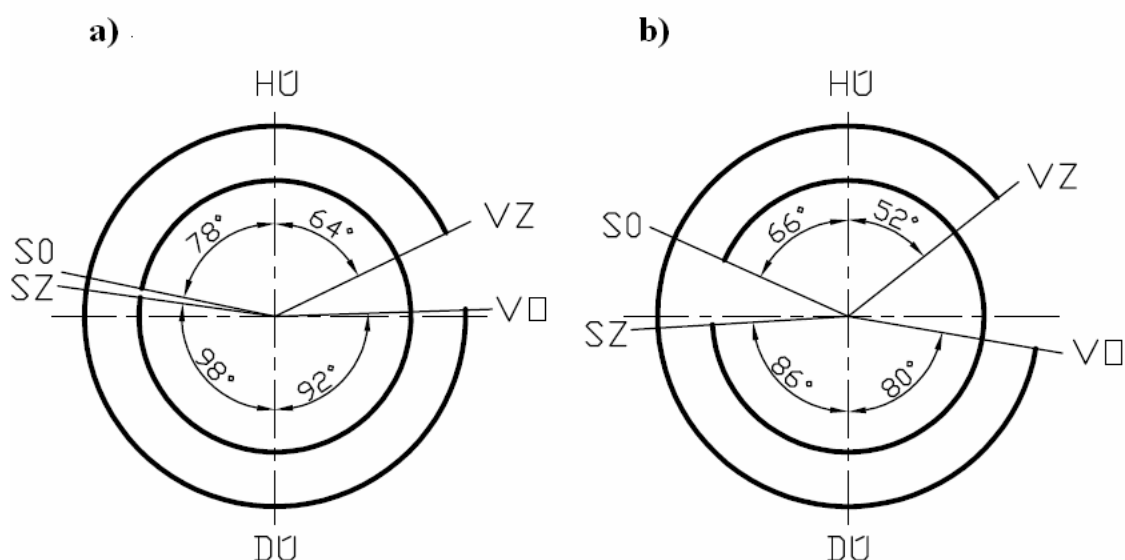
Prudké změny zrychlení náhradní vačky (obr.3.3) může být stále pokládáno za škodlivé z hlediska možného rozkmitání ventilového mechanismu. Proto jsem přikročil k zaoblování výchozího tvaru zrychlení a vypočetl výkresové souřadnice upravené náhradní vačky. Z příslušného souboru základních dat SZD2 vyplývá mimo jiné, že hodnota poměrné plnosti pod křivkou zdvihu se oproti původní náhradní vačce mírně zvýšila. Průběh zrychlení a poloměru křivosti upraveného profilu náhradní vačky ukazuje obr.3.4.


**Obr. 3.4** Průběh zrychlení a poloměru křivosti upravené náhradní vačky

Zrychlení je méně strmé, poloměry zakřivení zůstaly bez podstatné změny. Tabulkové údaje zdvihů této vačky v úpravě vhodné pro její výrobní výkres jsou opět v příloze č.2.

### 3.5 Hodnocení náhradní a upravené náhradní vačky z hlediska časování rozvodu.

U motoru Jawa 837 je za studena nastavována ventilová vůle 0,12 až 0,20 mm u sacích a 0,22 až 0,30 mm u výfukových ventilů. V provozu se tyto vůle zmenšují. Z těchto a dalších údajů výrobce lze odvodit diagramy časování rozvodu motoru Jawa 837 pro krajní hodnoty nastavovaných vůlí. Tyto diagramy na obr.3.5 platí ovšem pouze pro okamžik startu motoru.



**Obr.3.5** Rozvodové diagramy časování ventilů

Diagram vlevo přísluší nejmenším nastaveným vůlím, diagram vpravo největším. Zejména obrazec a) vlevo poněkud překvapuje vysokými hodnotami úhlu začátku výfuku ( $92^\circ$  před DÚ) a konce sání ( $98^\circ$  po DÚ). Obvykle se předpokládá, že výfukový ventil tak otevírá do příliš velkého protitlaku a kvůli značné hodnotě úhlu konce sání motor hůře startuje. Při větší nastavené vůli (obrazec b) je situace lepší, na druhé straně v provozních režimech motoru se vůle v rozvodu zase zmenšují.

Jsou-li nastavené vůle nejmenší, začíná (a končí) pohyb sacího ventilu  $89^\circ$  a pohyb výfukového ventilu  $84^\circ$  od vrcholu vačky, což platí jak pro původní vačku motoru Jawa 837, tak i pro její vačku náhradní. Protože nástup kladného zrychlení

nastává až při cca 72 stupních od vrcholu, trvá tedy pomalé otevírání ventilů, měříme-li ve stupních otočení klikového hřídele, celých 34 stupňů u sacího a 24 stupňů u výfukového ventilu. Navíc, v tomto období jakéhosi čekání na prudký růst zdvihu rychlost ventilů klesá, což je níže doloženo přírůstky zdvihu vačky.

Při zdvizích 0,100 – 0,207 – 0,298 – 0,371 mm na náběhu vačky (s intervalem 12° klikového hřídele) zjevně přírůstky klesají. Příčinou je pohyb zdvihátka na oblouku vačky o poloměru 13,7 mm (viz obr.3.1).

Naopak, při zavírání ventily zůstávají pootevřené, aby pak, až jejich rychlost vzroste, dosedly do sedel. Výdrž 24 stupňů při malém otevření výfukového ventilu (v desetinách milimetru) znamená, že úzkou šterbinou po obvodu talíře ventilu poměrně dlouho proudí výfukové plyny při tlakovém spádu 0,9 MPa.

Upravená náhradní vačka (i vačky navrhované dále) mají v oblasti vymezování vůle nulové zrychlení, což vede k výhodné konstantní rychlosti při otevírání a zavírání ventilu při měnících se vůlích v rozvodovém mechanismu.

Pokud bychom posuzovali dynamické chování mechanismu rozvodu podle teoretických křivek průběhu zrychlení jednotlivých vaček, můžeme zcela pominout jejich části zleva až po okamžik vymezení vůle. Skutečné zrychlení, pokud by bylo zkoumáno, vykazuje zpravidla vysoké rozkmity v místech skokových změn teoretického zrychlení. Z tohoto hlediska jsou tedy původní vačky motoru Jawa 837 v nevýhodě.

Velikost rozkmitů závisí na vydatnosti harmonických složek zdvihové funkce vačky. Pro harmonickou analýzu je třeba náběhové části zdvihové závislosti odečíst a dále (od vymezení vůle) odečíst i hodnotu uvažované vůle.

Jelikož Fourierova řada podle [2] konverguje jako řada

$\frac{1}{1}, \frac{1}{2^{k+1}}, \frac{1}{3^{k+1}}, \frac{1}{4^{k+1}}$  atd., kde  $k$  je pořadové číslo první nespojitě derivace zdvihové funkce,

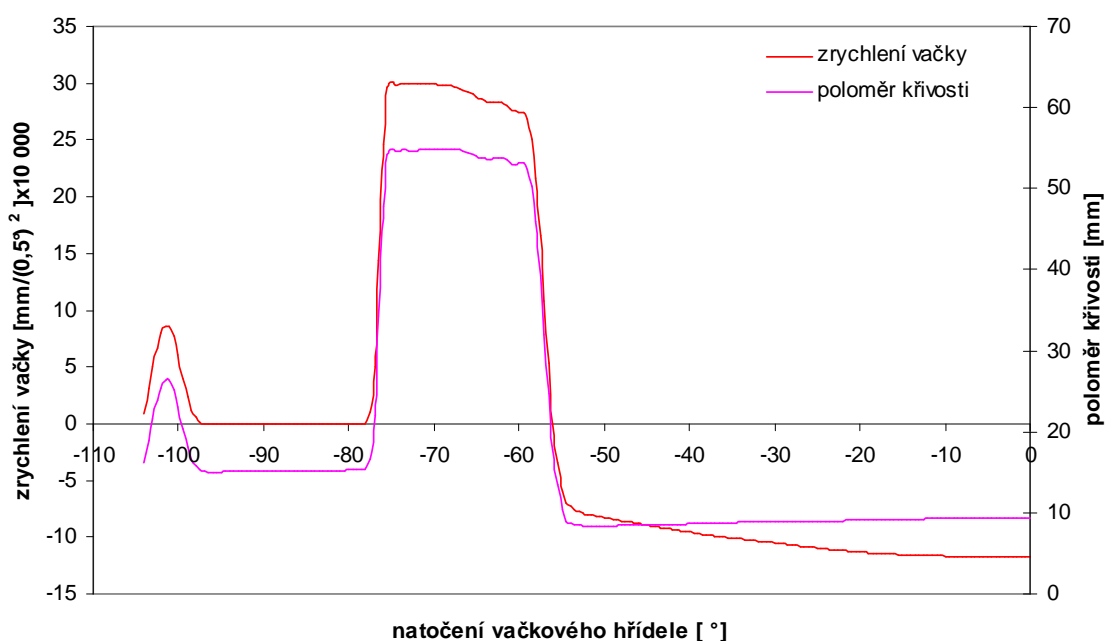
konvergují budící amplitudy harmonických složek jako řada  $\frac{1}{1^3}, \frac{1}{2^3}, \frac{1}{3^3}, \frac{1}{4^3}$ , atd. pro

původní vačku motoru Jawa 837, která je nespojitá, a  $\frac{1}{1^4}, \frac{1}{2^4}, \frac{1}{3^4}, \frac{1}{4^4}$ , atd. pro vačky

navržené v této práci, které jsou všechny spojitě. Jednoduchým výpočtem hodnot zlomků můžeme snadno zjistit, jak podstatnou výhodu spojitě vačky mají.

### 3.6 Vytvoření optimalizovaného profilu náhradní vačky

Návrh optimalizovaného profilu náhradní vačky vychází z její výhodné křivky zrychlení. Její větev kladného zrychlení byla však posunuta od vrcholu blíže k oblasti vymezování vůle a větev záporného zrychlení byla prodloužena. Takto vznikly výkresové souřadnice optimalizované náhradní vačky a příslušný soubor základních dat SZD3. Hodnota poměrné plnosti pod křivkou zdvihu se dále mírně zvýšila. Průběh zrychlení a poloměru křivosti upraveného profilu náhradní vačky ukazuje obr.3.6



**Obr. 3.6** Průběh zrychlení a poloměru křivosti optimalizované náhradní vačky

Zrychlení je méně strmé, poloměry zakřivení zůstaly bez podstatné změny. Tabulkové údaje zdvihů této vačky v úpravě vhodné pro její výrobní výkres jsou opět v příloze č.3.

Optimalizovaná vačka odstraňuje vyčkávání zdvihátek při malých zdvizech během procesu otevírání a zavírání, tedy nevýhody, popsané v předchozím odstavci. Optimalizovaná vačka může být použita jak pro výfuk, tak i pro sání. Avšak kvůli rozdílům v nastavovaných vůlích zůstane u sacího ventilu stále ještě určité vyčkávání. To by šlo ovšem odstranit návrhem optimalizované vačky pro sání, která by se od výfukové lišila.

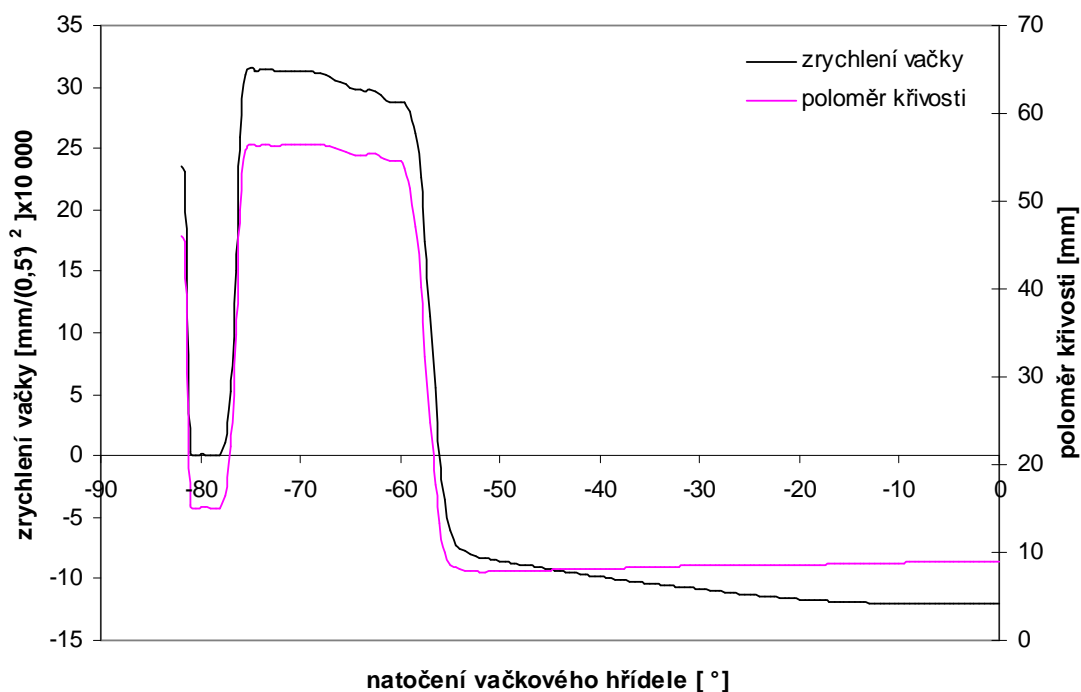
## 4 NÁVRH VAČKY PRO POUŽITÍ ZDVIHÁTKA SE SAMOČINNÝM VYMEZOVÁNÍM VŮLE

### 4.1 Volba základních hodnot

Předpokládejme, že samočinné vymezování vůle bude uskutečněno pomocí hydraulického zařízení, jak se dnes běžně vyskytuje. Předem nastavované vůle bývají v setinách milimetrů a jsou stanoveny po dohodě s výrobcem zařízení. Pro svůj návrh zvolím vůli 0,04mm a použiji zrychlení podle optimalizovaného profilu náhradní vačky, tedy vačku určenou pro mechanismus výfuku.

### 4.2 Vytvoření vačky pro použití hydraulického zdvihátka

Způsobem výpočtu této vačky se liší od výpočtu předchozí vačky pouze zadáním příslušné hodnoty nastavované vůle. Takto vznikl příslušný soubor základních dat SZD4. Průběh zrychlení a poloměru křivosti upraveného profilu náhradní vačky ukazuje obr. 4.1. Tabulkové údaje zdvihů této vačky v úpravě vhodné pro její výrobní výkres jsou opět v příloze č.4.



**Obr. 4.1** Průběh zrychlení a poloměru křivosti vačky pro použití hydraulického zdvihátka





Vačka je připravena pro použití u mechanismu výfuku. Aby mohlo být zachováno původní časování rozvodu Jawa 837, bylo by třeba vytvořit odlišnou sací vačku, jak je zmíněno výše.

Užití hydraulického vymežovacího zařízení vede k podstatnému zvýšení hmotnosti zdvihátka, tedy i k poklesu frekvencí vlastních kmitů mechanismu rozvodu. Do rezonance vstupují tedy vydatnější složky Fourierovy řady, takže užití spojitých vaček k pohonu rozvodu se stává nutností.

V příloze č.5 je srovnání průběhů zdvihů, rychlostí a zrychlení všech uvedených vaček v závislosti na pootočení vačkového hřídele.

## **5 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ A DEFORMACÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE, KONTROLA NAPĚTÍ DŘÍKU VÝFUKOVÉHO VENTILU METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ, KONTROLA DŘÍKU VENTILU NA VZPĚR**

Pro výpočet vačkového hřídele s náhradními vačkami jsem zvolil následující zjednodušení předpoklady:

- účinek síly zatěžující vačku bude rozložen podél dotykové úsečky s rovnoměrným zatížením
- vliv kmitání mechanismu rozvodu a ventilových pružin nebude uvažován

### **5.1 Výpočet sil působících na vačkový hřídel a výfukový ventil**

Pro výpočet namáhání a deformací vačkového hřídele metodou konečných prvků potřebujeme znát tyto síly: sílu setrvačnou, sílu způsobenou tlakem plynů ve válci a sílu od ventilových pružin. Pro kontrolu namáhání výfukového ventilu sílu způsobenou tlakem plynů ve válci.

#### **5.1.1 Setrvačná síla**

Setrvačná síla působící na vačkový hřídel je reakční silou soustavy. Rovná se součinu pohybující se hmoty soustavy a zrychlení soustavě udělené vačkovým hřídelem. Působí v opačném směru než zrychlení soustavě udělené. Pod pojmem soustava je myšleno: ventil, ventilová miska, ventilové pružiny, ventilové zdvihátko a zajišťovací klíny.

Zrychlení, které vačka uděluje soustavě bylo přepočítáno z  $[mm/(0,5^\circ)^2]$  na  $[m/s^2]$  podle vztahu:

$$a[m/s^2] = \left( \left( \frac{6}{\Delta} n_v \right)^2 \cdot a[mm/\Delta^2] \right) / 1000, \quad (1)$$

kde  $\Delta[^\circ]$  - přírůstek úhlu sousedních hodnot zdvihu

$n_v[\text{min}^{-1}]$  - otáčky vačkového hřídele

Zrychlení soustavy je počítáno pro maximální otáčky motoru  $8800 \text{ min}^{-1}$  tedy  $4400 \text{ min}^{-1}$  pro vačkový hřídel.

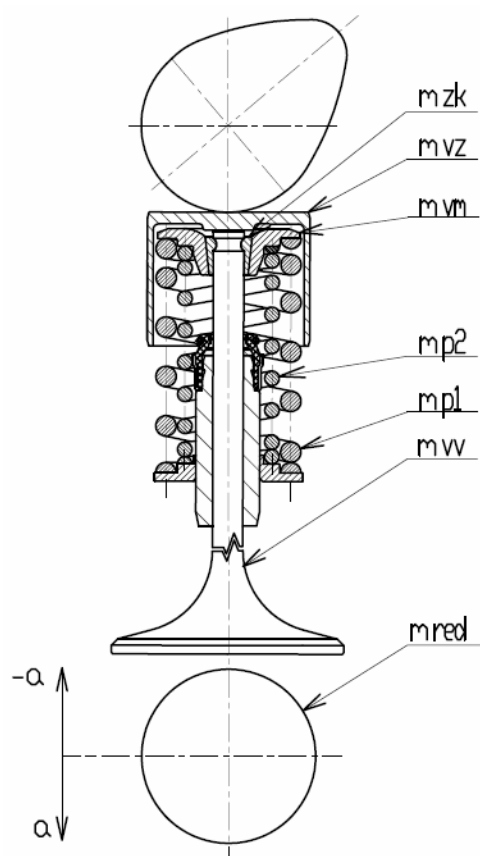
Hmotnosti jednotlivých komponentů soustavy jsou uvedeny v tabulce 5.1

**Tab. 5.1** Hmotnosti jednotlivých komponentů

Komponenty rozvodu	hmotnost [ g ]	označení
Sací ventil	61,5	$m_{sv}$
Výfukový ventil	44,5	$m_{vv}$
Ventilové zdvihátko	24	$m_{vz}$
Pružina 1	15	$m_{p1}$
Pružina 2	34,5	$m_{p2}$
Ventilová miska	8,5	$m_{vm}$
Zajišťovací klínky	2	$m_{zk}$

Tyto hmotnosti se posléze redukuje do osy ventilu dle obr. 5.1 a podle výpočtu

níže. Pro výpočet byla použita hmotnost sacího ventilu kvůli jeho vyšší hmotnosti, čímž získáme maximální redukovanou hmotnost soustavy. Pokud jde o pružiny podle [2] je nutné započítat pouze jejich třetinovou hmotnost.



$$m_{red} = m_{sv} + m_{vz} + m_{vm} + m_{zk} + \frac{1}{3}(m_{p1} + m_{p2})$$

$$m_{red} = 61,5 + 24 + 8,5 + 2 + \frac{1}{3}(34,5 + 15)$$

$$m_{red} = 112,5 \text{ g} = 0,1125 \text{ kg}$$

(2)

**Obr. 5.1** K redukci hmot soustavy rozvodu

Setrvačná síla je dána vztahem:

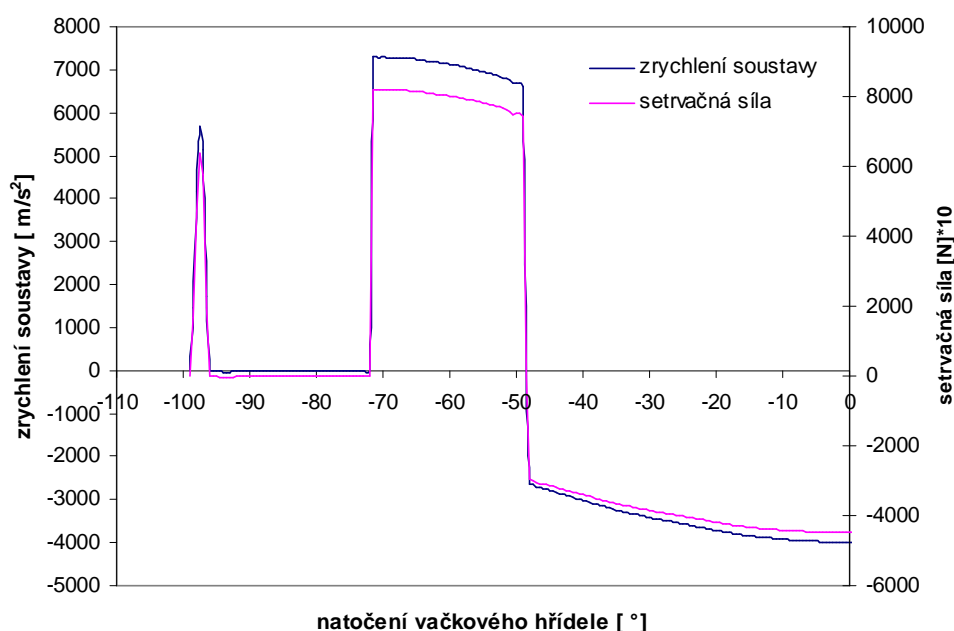
$$F_s = m_{red} \cdot a \quad (3)$$

Průběh zrychlení soustavy a setrvačné síly je na obr. 5.2. Maximální hodnota setrvačné síly při úhlu natočení vačkového hřídele - 71,5° je 821,37 N. Rameno působící síly se vypočítá ze vztahu:

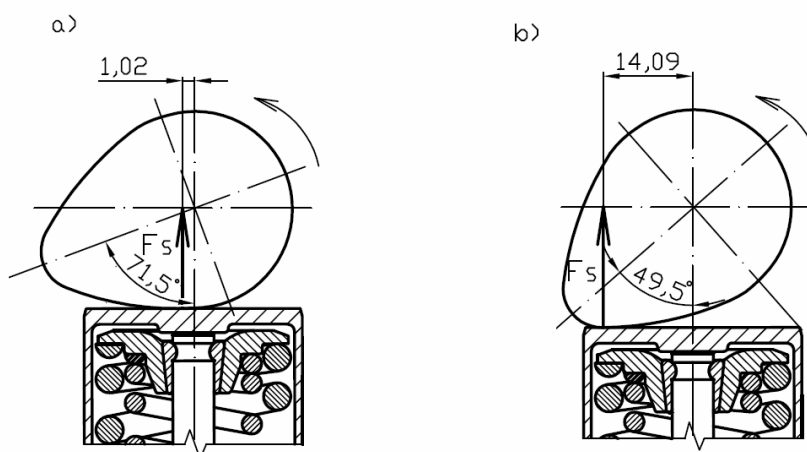
$$r = \frac{720 \cdot v}{2\pi} \quad [\text{mm}], \quad (4)$$

kde  $v$  [mm/0,5°] - rychlost vačky při příslušném úhlu natočení vačkového hřídele  
 720 - koeficient převádějící rychlost z [mm/0,5°] na [mm/otáčku]

Při této hodnotě síly je rameno působící síly 1,02 mm (obr. 5.3 a). Pokud použijeme hodnotu setrvačné síly na konci kladných hodnot zrychlení této křivky, tj. při - 49,5°, hodnota síly je 742,81 N a rameno příslušné síly je 14,09 mm (obr. 5.3 b).



**Obr.5.2** Průběh setrvačné síly a zrychlení soustavy

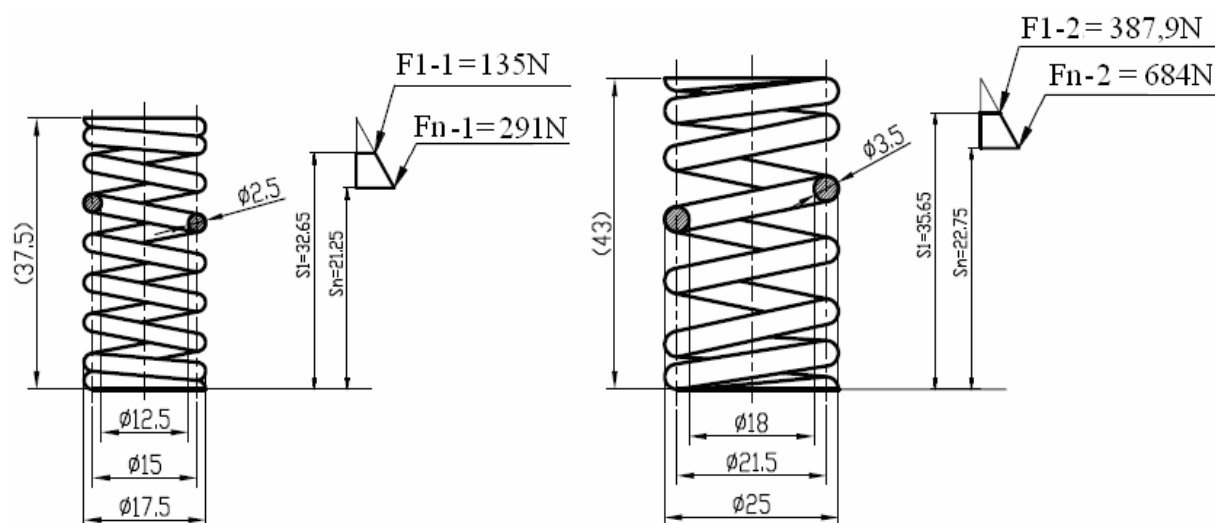


**Obr. 5.3** Ramena působících sil při různém úhlu natočení vačkového hřídele

### 5.1.2 Síly od ventilových pružin

Ventilové pružiny by měly zajistit neustálý styk vačkového hřídele s hrníčkovým zdvihátkem a tudíž i s ventilem. Pokud jsou pružiny nesprávně navrženy, může docházet k přerušování styku součástí mechanismu především při vyšších otáčkách motoru.

Na obr. 5.4 jsou ventilové pružiny a jejich charakteristiky z dokumentace poskytnuté zadavatelem.



Obr. 5.4 Ventilové pružiny a jejich charakteristiky

#### Výpočet tuhosti pružin:

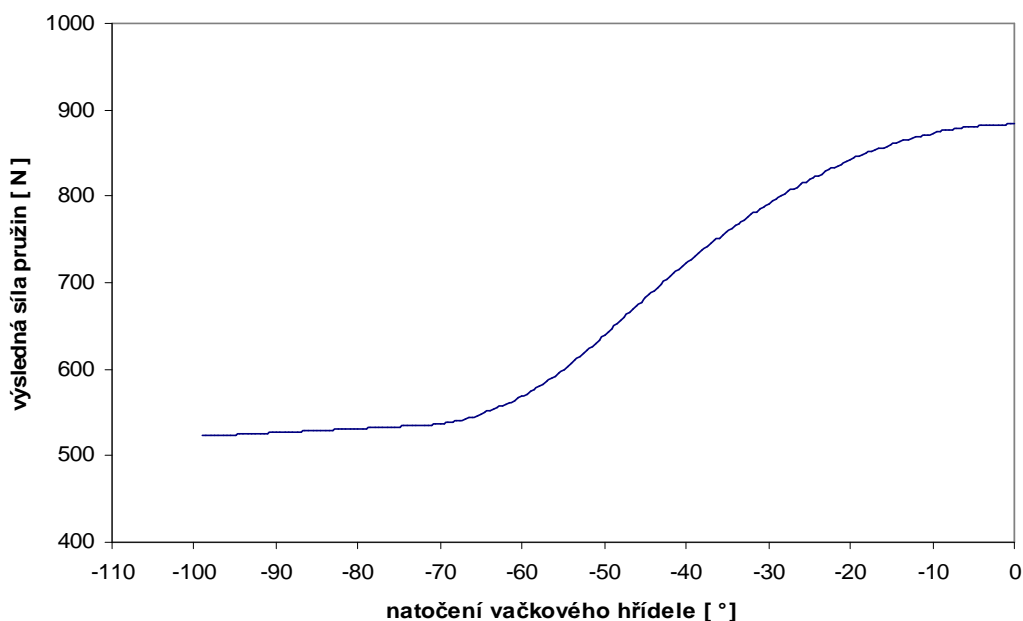
- tuhost pružiny 1:  $k_1 = \frac{F_{n-1} - F_{1-1}}{h} = \frac{291 - 135}{32,65 - 21,25} = \frac{156}{11,4} = 13,684 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$  (5)

- tuhost pružiny 2:  $k_2 = \frac{F_{n-2} - F_{1-2}}{h} = \frac{684 - 387,9}{35,65 - 22,75} = \frac{296,1}{12,9} = 22,953 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$  (6)

Výsledná síla pružin ( $F_p$ ) se pro zdvih pružiny ( $h = 0$  až 9,85 mm) vypočítá podle vztahu

$$F_p = (F_{1-1} + F_{1-2}) + (k_1 + k_2) \cdot h \quad (7)$$

Na obr. 5.5 je zobrazen průběh výsledné síly pružin.



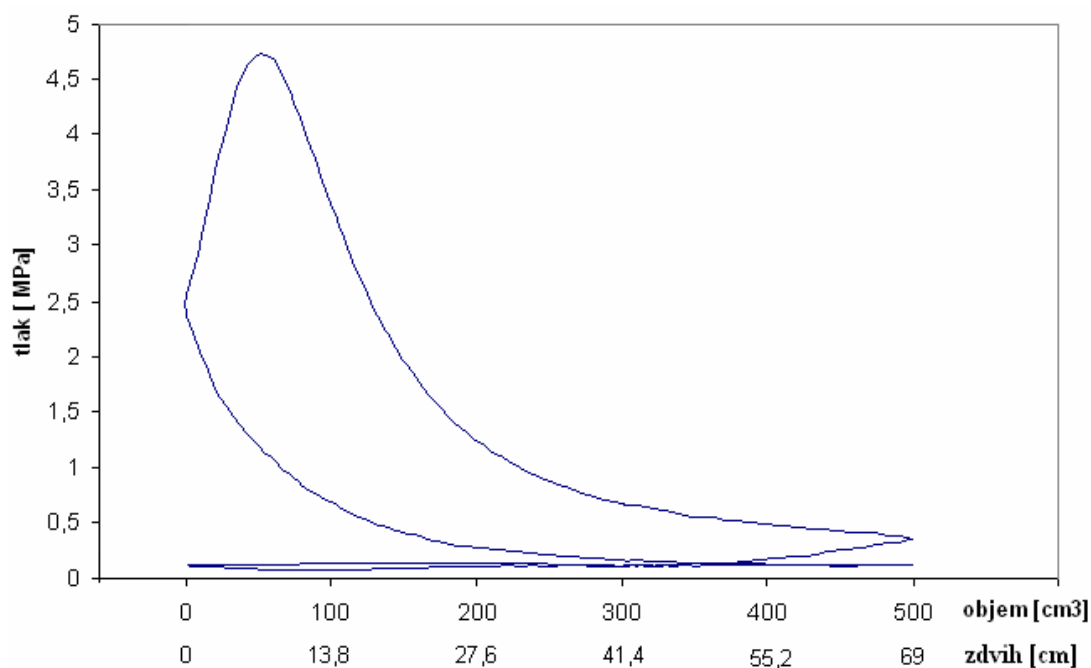
*Obr. 5.5 Průběh výsledné síly pružin*

### 5.1.3 Síly způsobené tlakem plynů ve válci

Časování ventilů bylo popsáno v kapitole 2. Nyní rozeberu vliv časování ventilů vzhledem k silám působícím na součásti rozvodu od tlaku plynů ve válci. Otevírání sacího ventilu, zavírání sacího a výfukového ventilu se děje relativně okolo hodnoty atmosférického tlaku (viz tabulky hodnot v následující části), proto nedochází k významnému namáhání součástí od těchto tlaků. Jinak je tomu u výfukového ventilu, který se otevírá do mnohem většího tlaku, než je tlak atmosférický.

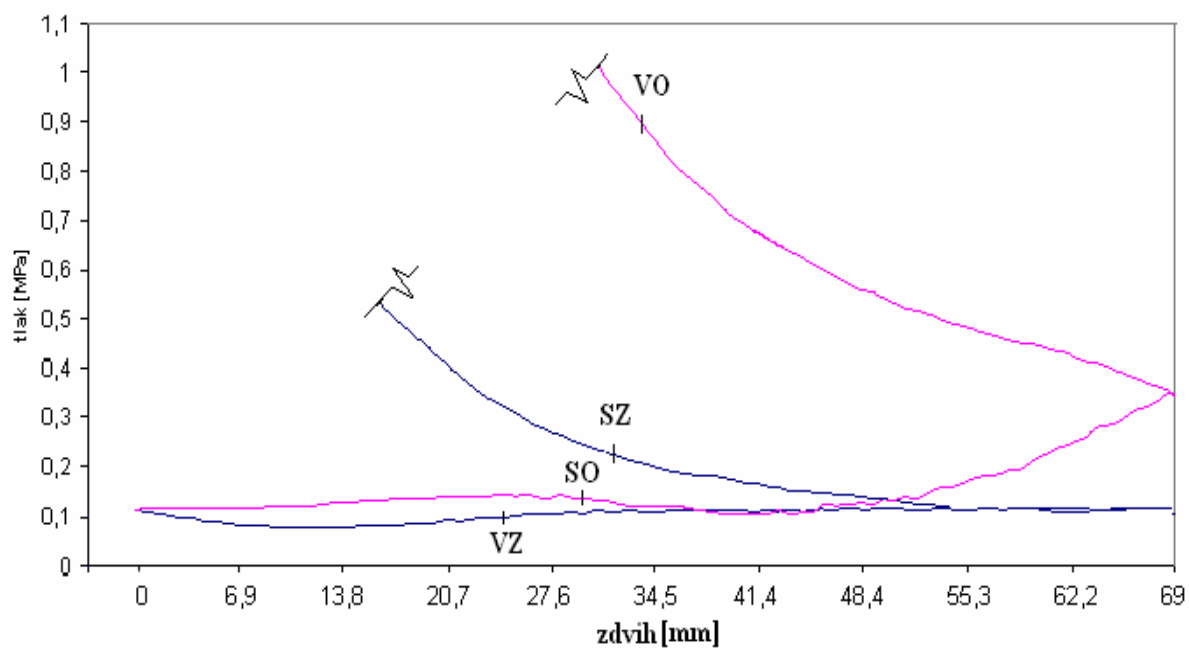
#### 5.1.3.1 Výpočet síly působící na výfukový ventil od tlaku plynů

Na základě údajů o nastavovaných ventilových vůlích, které jsou pro sací ventil 0,12 – 0,20 mm, pro výfukový ventil 0,22 – 0,30 mm a z poskytnutých dat pro hodnoty tlaku ve válci v závislosti na pootočení klikového hřídele, jsem vybral hodnoty tlaku při otvírání a zavírání ventilů v závislosti na nastavované hodnotě minimální vůle ventilů (tab.5.2) a hodnotě maximální vůle ventilů (tab. 5.3). Dále jsem z těchto hodnot vytvořil indikátorový diagram motoru (obr. 5.6) a do detailu diagramu zakreslil otvírání a zavírání ventilů při minimální vůli ventilů (obr. 5.7) a maximální vůli ventilů (obr. 5.8).


**Obr. 5.6** Indikátorový diagram motoru

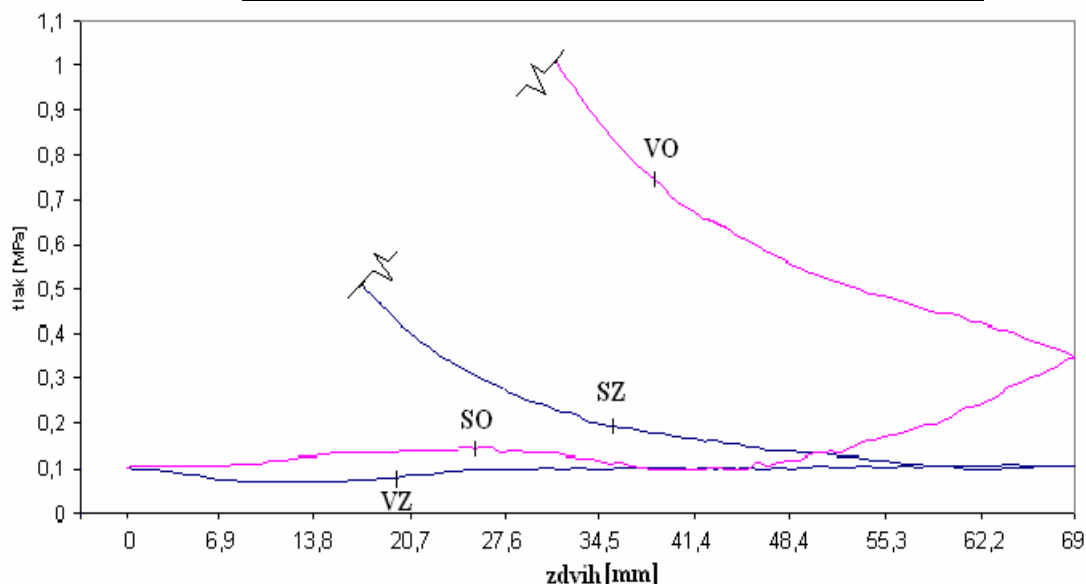
**Tab. 5.2** Hodnoty při minimální vůli ventilů

pozice ventilu	natočení klik. hřídele při otevření - zavírání ventilu	tlak [MPa]
SO	78° před HÚ	0,14
SZ	98° po DÚ	0,23
VO	92° před DÚ	0,9
VZ	64° po DÚ	0,09


**Obr.5.7** Detail otevírání a zavírání ventilů při minimální vůli ventilů

**Tab. 5.3** Hodnoty při maximální vůli ventilů

pozice ventilu	natočení klik. hřídele při otevření - zavření ventilu	tlak [MPa]
SO	66° před HÚ	0,14
SZ	86° po DÚ	0,2
VO	80° před DÚ	0,74
VZ	52° po HÚ	0,08


**Obr. 5.8** Detail otevírání a zavírání ventilů při maximální vůli ventilů

Parametry pro výpočet síly působící na výfukový ventil jsou v tab.5.4.

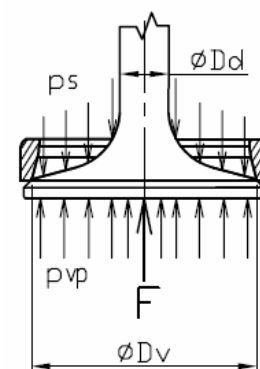
**Tab. 5.4** Parametry ventilu

Průměr talířku výfukového ventilu [mm]	$D_v = 30$
Průměr dřívku výfukového ventilu [mm]	$D_d = 5,5$
Tlak ve výfukovém potrubí [MPa]	$p_s = 0,102$
Tlak ve válci motoru [MPa]	$p_{vp} = 0,9$

Síla ( $F$ ) působící na výfukový ventil obr. 5.9 se vypočítá dle vztahu:

$$F = (p_{vp} - p_s) \frac{\pi}{4} (D_v^2 - D_d^2) \quad (8)$$

Hodnota síly pro minimální vůli výfukového ventilu je 545,114 N, pro maximální vůli pak 437,18 N.

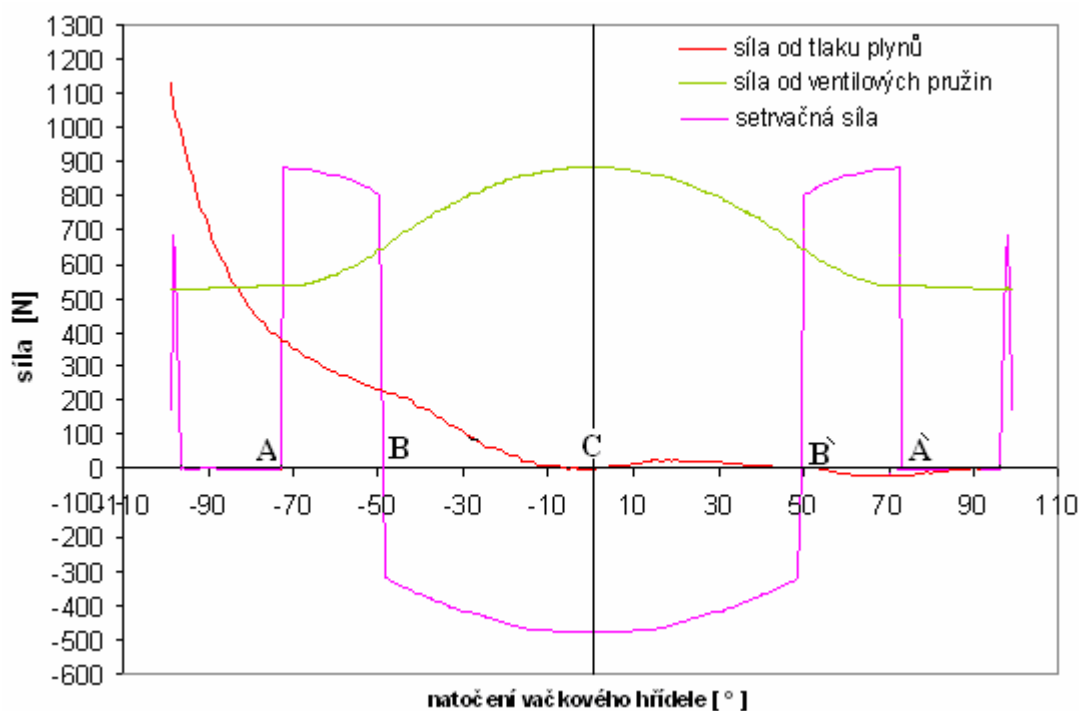

**Obr. 5.9** Síla působící na výfukový ventil



## 5.2 Výsledné síly zatěžující vačkový hřídel

V předešlé kapitole byly určeny jednotlivé síly působící na vačkový hřídel. Pro správný výpočet namáhání a deformací vačkového hřídele je důležité znát hodnoty výsledných sil působících na vačkový hřídel. Pro výpočet namáhání a deformací volím vačkový hřídel ovládající výfukové ventily, kvůli většímu namáhání od sil způsobených tlakem plynů ve válci.

Na obr. 5.10 je zobrazen průběh sil v závislosti na natočení vačkového hřídele.



**Obr. 5.10** Zobrazení průběhu setrvačné síly a výsledné síly ventilových pružin

V úseku AB je soustava urychlována vačkou, která překonává setrvačnou sílu  $F_s$ , sílu ventilových pružin  $F_p$ . V úseku BC je setrvačná síla soustavy zachycována ventilovými pružinami, v úseku CB' urychlují soustavu ventilové pružiny a překonávají setrvačnou sílu, v úseku BA' zachycuje vačka setrvačné síly soustavy a síly ventilových pružin. Špičky zrychlující síly vlevo od bodu A a vpravo od bodu A' jsou hypotetické, neboť by nastaly jen v případě nastavené nulové ventilové vůle.

Výsledná síla  $F_v$  zatěžující vačkový hřídel se vypočítá podle vztahu

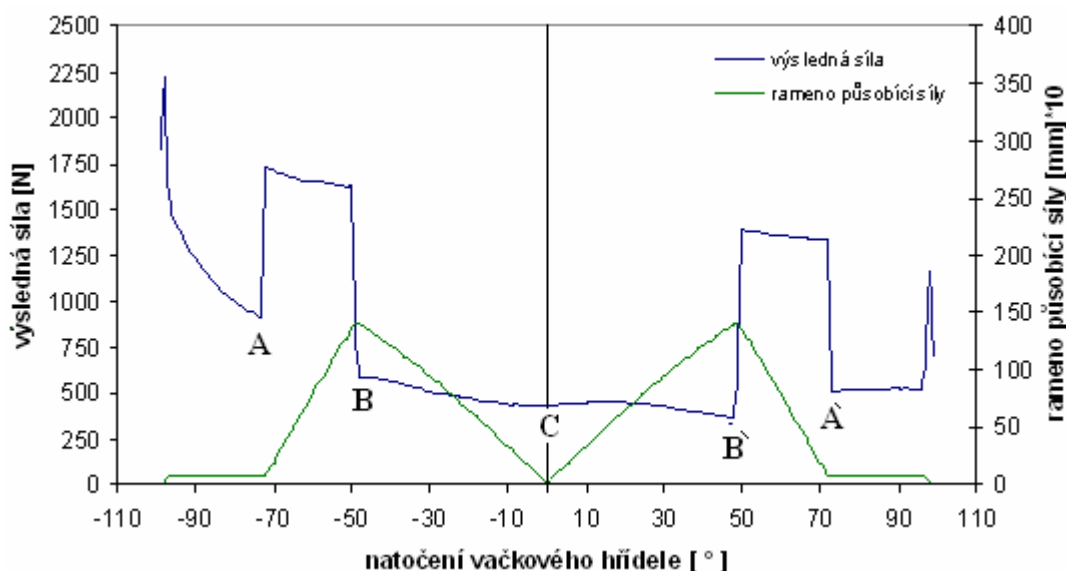
$$F_v = F_p + F_s + F \quad [\text{N}], \quad (9)$$

kde  $F_p$  [N] - síla od ventilových pružin

$F_s$  [N] - setrvačná síla

$F$  [N] - síla od tlaku plynů

Na obr. 5.11 je průběh výsledné síly v závislosti na pootočení vačkového hřídele



**Obr. 5.11** Průběh výsledné síly

Pro maximální zatížení vačkového hřídele použijí síly v úseku AB (obr. 5.11). Průběh výsledné síly nalevo od úhlu  $-84^\circ$  natočení vačkového hřídele a napravo od úhlu  $84^\circ$  je hypotetický, neboť by vznikl jen v případě nastavené nulové ventilové vůle.

Jednu dvojici vaček zatížím z hlediska maximální síly a z hlediska maximálního ramene působící síly v úseku AB. Druhá dvojice vaček bude zatížena silami odpovídajícími pootočení o  $90^\circ$ .

Hodnoty při maximální síle zatěžující 1.dvojici vaček a odpovídající hodnoty sil zatěžující 2. dvojici vaček jsou v tab. 5.5.

**Tab. 5.5** Hodnoty při maximální síle

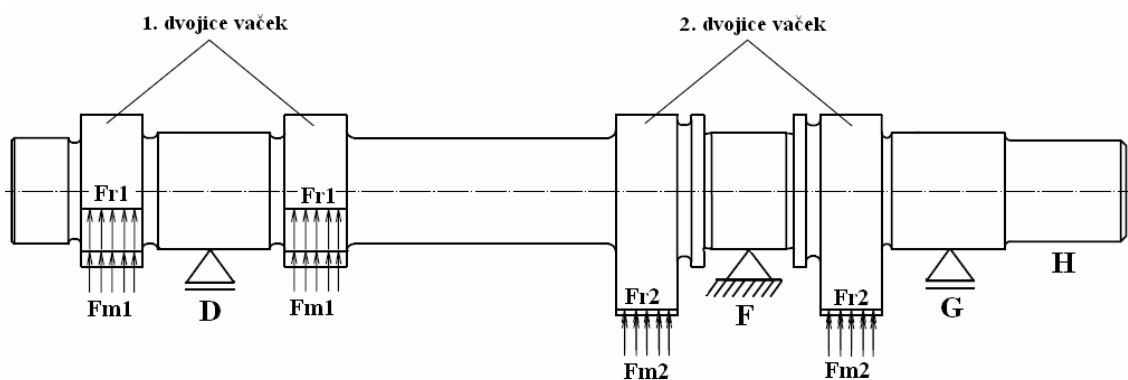
maximální síla				
	síla [N]	rameno síly [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	značení
1.dvojice vaček	1724,38	1,02	- 71,5	$F_{m1}$
2. dvojice vaček	461,83	6,04	18,5	$F_{m2}$

Hodnoty při maximálním rameni síly zatěžující 1.dvojici vaček a odpovídající hodnoty zatěžující 2. dvojici vaček jsou v tab. 5.6.

**Tab. 5.6** Hodnoty při maximálním rameni síly

maximální rameno síly				
	rameno síly [mm]	síla [N]	natočení vačkového hřídele [°]	značení
1.dvojice vaček	14,09	1617,51	- 49,5	$F_{r1}$
2. dvojice vaček	12,23	563,94	40,5	$F_{r2}$

Na obr. 5.12 je zobrazeno zatížení vačkového hřídele a označení vaček.



**Obr. 5.12** Zatížení vačkového hřídele a označení vaček

## 5.3 Kontrola ventilu na vzpěr

### 5.3.1 Teorie vzpěru

V literatuře [3] je teorie vzpěru popsána takto: působíme - li na štíhlé pruty tlakovou silou, při určité síle vybočí. Tento jev se nazývá ztráta stability přímé rovnovážné polohy prutu. Tlaková síla, která tento jev zapříčiní se nazývá kritická síla ( $F_{kr}$ ). V případě, že tlaková síla je menší než síla kritická, prut se vzpírá ztrátě stability. Jedná se takzvaně o vzpěrnou pevnost neboli vzpěr.

Kritická síla je dána Eulerovým vztahem:

$$F_{kr} = \frac{n \cdot \pi \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} \quad [\text{N}], \quad (10)$$

kde  $n [-]$  - konstanta charakterizující způsob uložení prutu (obr.5.13)

$E [\text{MPa}]$  - Youngův modul pružnosti v tahu

$J_{\min} [\text{mm}^4]$  - minimální kvadratický moment průřezové plochy prutu

$$J_{\min} = (\pi \cdot D^4) / 64, \quad (11)$$

kde  $D [\text{mm}]$  - průměr dířku ventilu

$l [\text{mm}]$  - vzpěrná délka prutu

Platnost Eulerova zákona je omezena platností Hookova zákona:

$$\sigma_{kr} = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq \sigma_u, \quad (12)$$

kde  $\sigma_{kr} [\text{MPa}]$  - kritické napětí, při kterém dojde ke ztrátě stability prutu;

$$\sigma_{kr} = F_{kr} / S, \quad (13)$$

$\sigma_u [\text{MPa}]$  - mez úměrnosti materiálu

$\lambda [-]$  - štíhlostní poměr prutu;

$$\lambda = l / i_{\min}, \quad (14)$$

kde  $i_{\min} [\text{mm}]$  - minimální kvadratický poloměr průřezové plochy prutu;

$$i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / S}, \quad (15)$$

kde  $S [\text{mm}^2]$  - průřezová plocha;

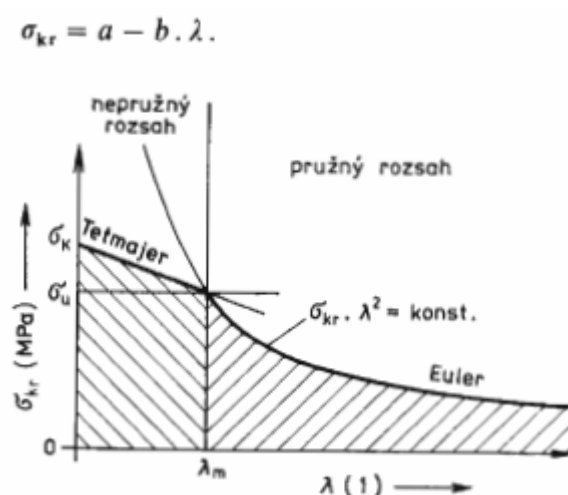
$$S = (\pi \cdot D^2) / 4, \quad (16)$$

Rovnici (12) lze upravit do tvaru:

$$\lambda \geq \lambda_m = \sqrt{\frac{n \cdot \pi \cdot E}{\sigma_u}}, \quad (17)$$

kde  $\lambda_m$  [ - ] - mezní štíhlostní poměr

Pro pružný rozsah  $\lambda > \lambda_m$  platí Eulerův vztah, kde závislost mezi  $\sigma_{kr}$  a  $\lambda$  je hyperbola. Pro nepružný rozsah  $\lambda < \lambda_m$  platí jiné vztahy, např. Tetmajerův vzorec, kde závislost mezi  $\sigma_{kr}$  a  $\lambda$  je přímka viz obr. 5.13.



**Obr. 5.13** Graf znázorňující vztah mezi  $\sigma_{kr}$  a  $\lambda$  v závislosti na  $\lambda_m$

Pokud je prut krátký a tlustý, tj  $\lambda_m > \lambda$ , rozhoduje o jeho dimenzování mezní stav únosnosti v tlaku. Dimenzuje se prut z pevnostní podmínky prostého tlaku.

### 5.3.2 Výpočet hodnot pro kontrolu ventilu na vzpěru

Výběr případu uložení ventilu podle obr. 5.14 je značně obtížný, protože žádná z variant plně neodpovídá reálnému uložení ventilu. Nejméně vyhovující je I. varianta, pro zbylé tři varianty provedu výpočet. Z celkové délky ventilu, která činí 117,6 mm odečtu část, kde je vložen zajišťovací klínek a výšku talířku ventilu a rádiusový přechod talířku do dřívku ventilu.

	I.	II.	III.	IV.
Případ vzpěru				
$n$	$\frac{1}{4}$	1	$\sim 2$	4
$l_{red}$	$2l$	$l$	$\sim 0,7l$	$0,5l$

**Obr. 5.14** Způsob uložení prutů

Hodnoty koeficientů pro výpočet kritických sil a štíhlostních poměrů jsou v tabulce 5.7

**Tab.5.7** Hodnoty koeficientů

E (MPa)	$J_{min}$ (mm <sup>4</sup> )	S (mm <sup>2</sup> )	l (mm)	$i_{min}$ (mm)	$\sigma_u$ (MPa)
$2,05 \cdot 10^5$	44,92	23,76	76,2	1,37	580

V tabulce 5.8 jsou uvedeny výsledné hodnoty kritických sil a štíhlostních poměrů pro zvolené varianty.

**Tab. 5.8** Výsledné hodnoty

Varianta uložení prutu	$F_{kr}$ (N)	$\lambda$ (1)	$\lambda_m$ (1)
II.	15651,20	55,42	59,06
III.	31303,06	39,16	83,53
IV.	62607,20	27,71	118,125

Při reálné síle, která má hodnotu 545,114 N, ztráta stability přímé rovnovážné polohy dřívku ventilu nehrozí. Z tabulky výsledných hodnot vyplývá že  $\lambda_m > \lambda$ , tudíž můžeme považovat ventilový dřík za tenký a tlustý. Tudíž by se ventilový dřík kontroloval z pevnostní podmínky prostého tlaku.

## 5.4 Okrajové podmínky pro výpočet namáhání a deformací vačkového hřídele a ventilu metodou konečných prvků v prostředí ProEngineer

Pro správný výpočet namáhání a deformací vačkového hřídele je nutné správně zvolit okrajové podmínky.

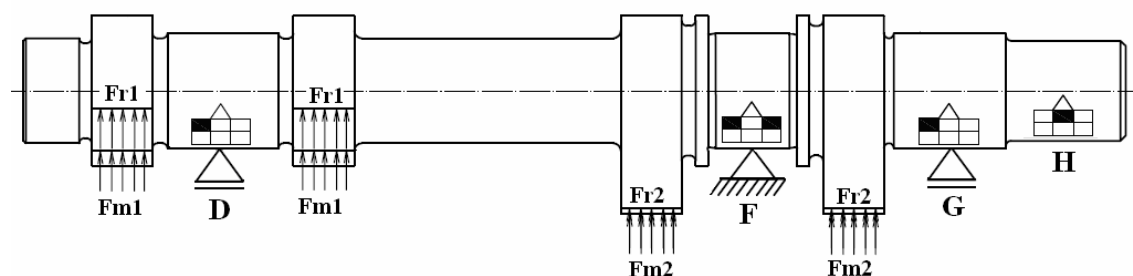
Pro zadání okrajových podmínek jsem zvolil pro celý vačkový hřídel cylindrický souřadný systém. Na válcovou část H vačkového hřídele je přiváděn pohyb z klikového hřídele. Pro výpočet namáhání a deformací od setrvačných sil soustavy (ventil, zdvihátko, ...), výsledných sil pružin a sil od tlaku plynů ve válci zanedbám přiváděný moment na tuto část a zabráním jí v otáčení. Ve válcových částech D, G je vačkový hřídel uložen s možností posuvu ve směru z. Ve válcové části F je hřídel uložen bez možnosti posuvu.

Na obr. 5.15 je značka vysvětlující možnosti zamezení či povolení pohybu částí vačkového hřídele v určitých směrech zvoleného souřadného systému.

p o s u v		
R	théta	Z
r o t a c e		
R	théta	Z

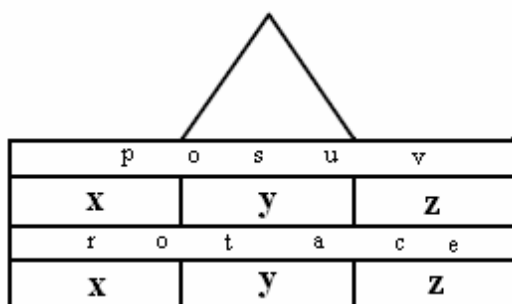
**Obr. 5.15** Značka ukazující možnosti zamezení či povolení pohybu součástí

Černě vybarvené políčko značí zamezení pohybu. Na obr. 5.16 jsou okrajové podmínky pro zatížení vačkového hřídele a jeho zatížení.

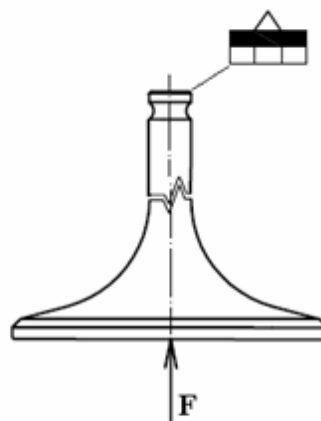


**Obr. 5.16** Okrajové podmínky pro zatížení vačkového hřídele a jeho zatížení

Pro ventil jsem zvolil kartézský souřadný systém, který nabízí zamezení či povolení posuvného či rotačního pohybu v souřadných osách systému viz obr. 5.17. Zamezil jsem posuvům v osách x, y, z na čele válcové plochy dříku ventilu. Talířek ventilů jsem zatížil silou od tlaku plynů  $F$  působící na talířek ventilu viz obr. 5.18.



**Obr. 5.17** Značka ukazující možnosti zamezení či povolení pohybu součásti



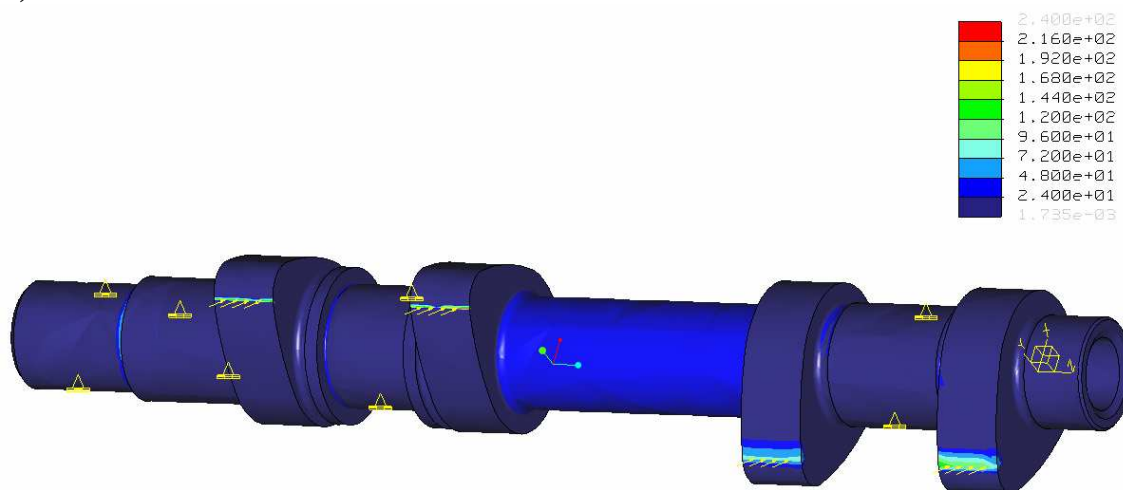
**Obr. 5.18** Okrajové podmínky a zatížení ventilu



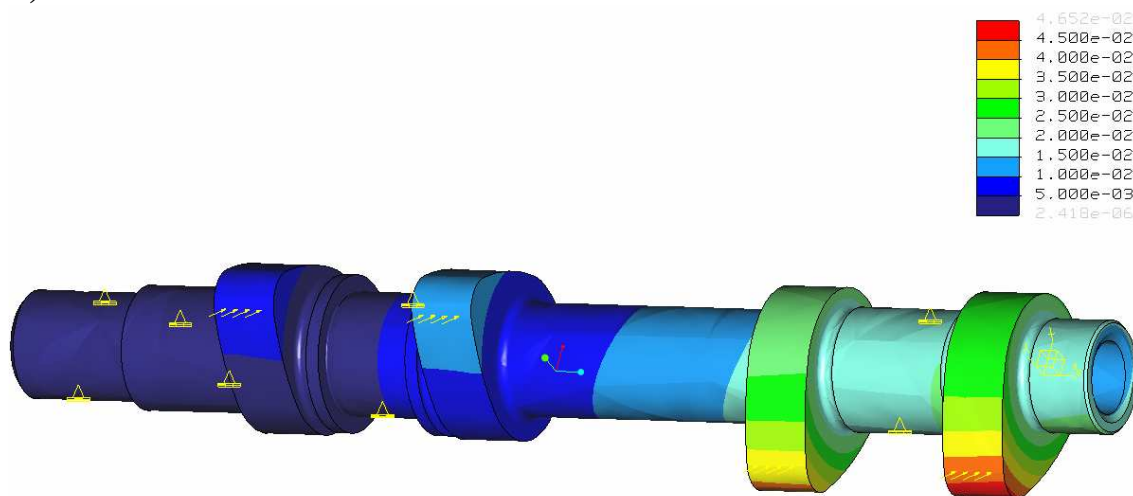
## 5.5 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ A DEFORMACÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE A VÝFUKOVÉHO VENTILU VYPOČTENÝMI SILAMI POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ V PROSTŘEDÍ PROENGINEER

Na obr. 5.19 a) je spektrum redukovaného napětí vačkového hřídele od sil  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$  na obr. 5.19 b) je spektrum deformací vačkového hřídele od sil  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$

a)



b)



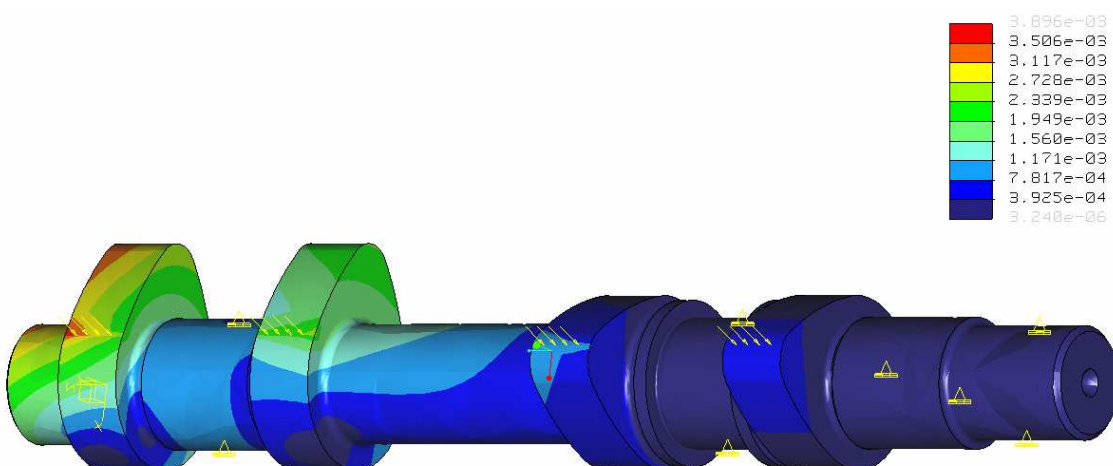
*Obr. 5.19 Spektra redukovaného napětí a deformací od zatěžujících sil*

Na obr. 5.20 a) je spektrum redukovaného napětí vačkového hřídele od sil  $F_{m1}$  a  $F_{m2}$  na obr. 5.20 b) je spektrum deformací vačkového hřídele od sil  $F_{m1}$  a  $F_{m2}$

a)



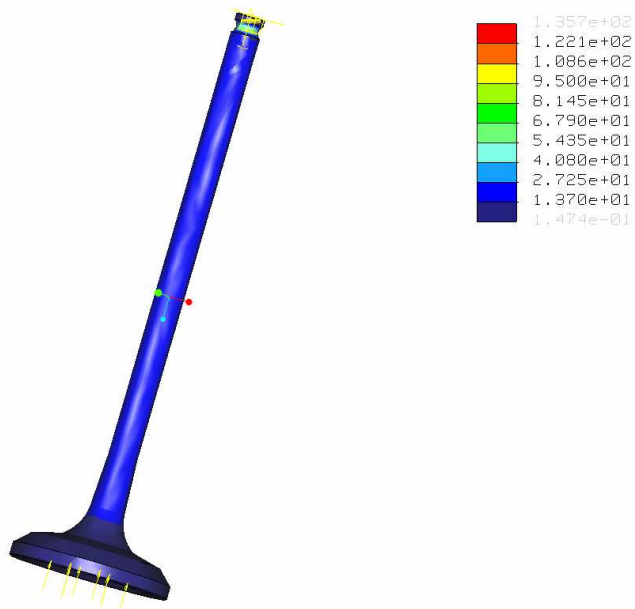
b)



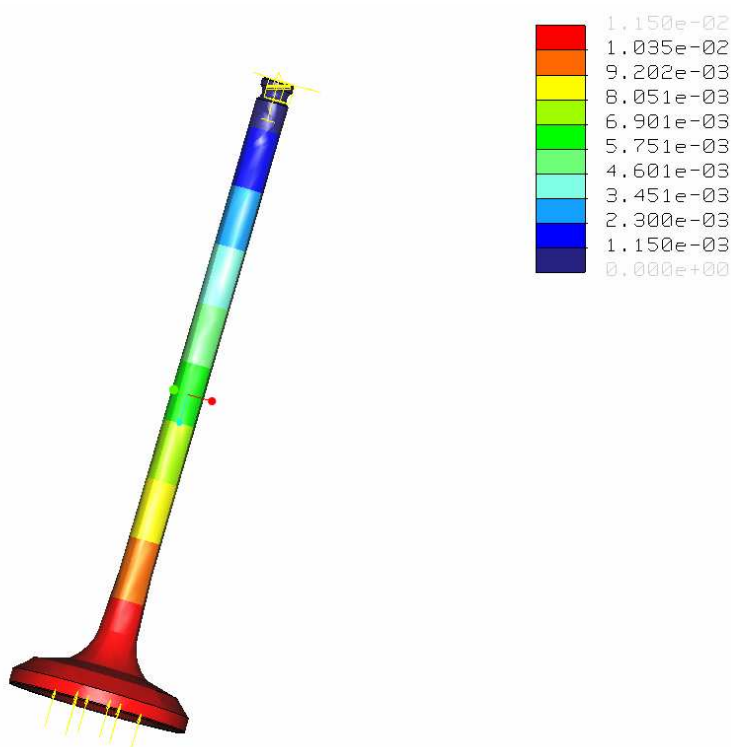
**Obr. 5.20** Spektra redukovaných napětí a deformací od zatěžujících sil

Na obr. 5.21 a) je spektrum redukovaného napětí výfukového ventilu od síly  $F$  na obr. 5.21 b) je spektrum deformací výfukového ventilu od síly  $F$

a)



b)



*Obr. 5.21 Spektra redukovaného napětí a deformací od zatěžující síly*



Zobrazené výsledky zatížení součástí ukazují hodnoty redukováného napětí a deformací, které svědčí o dostatečném dimenzování součástí a dostatečné tuhosti.

Detailnější zatížení je v následujících přílohách :

V přílohách č.6 až č.11 je podrobněji zobrazeno spektrum namáhání a deformací v osách x, y, z vačkového hřídele a výfukového ventilu.

## 6 ZÁVĚR

V první části diplomové práce bylo mým úkolem popsat ventilové rozvody s proměnným časováním. Začal jsem popisem ventilových rozvodů s pevným časováním a popisem jejich výhod a nevýhod, daných jejich konstrukčním uspořádáním. Důvodem bylo upozornit na jejich konstrukční vhodnost z hlediska možnosti modifikace na proměnné časování ventilů. Z tohoto rozboru je patrné, že pro modifikace na proměnné časování ventilů je nejvhodnější rozvod typu OHC. Následuje část již zmíněných ventilových rozvodů s proměnným časováním. Tuto část jsem rozdělil na systémy umožňující pouze proměnné časování ventilů, systémy umožňující pouze proměnný zdvih ventilů a konečně systémy, kombinující předešlé dvě varianty časování, ať už s dvoustupňovou, vícešupňovou nebo plynulou regulací.

V druhé části práce se zabývám vytvořením souboru dat pro náhradní vačku pomocí výkresové dokumentace a číselných údajů poskytnutých firmou JAWA a systémem programů Katedry vozidel a motorů. Náhradní vačku bylo nutné vytvořit, protože poskytnutých dat bylo příliš málo a jejich přesnost nebyla příliš vysoká. Náhradní vačka byla navržena tak, aby se hodnoty zdvihu poskytnuté firmou JAWA co možná nejvíce shodovaly z hodnotami vypočtenými pro náhradní vačku. Následná analýza kinematických veličin ukázala na určité nepříznivé vlastnosti náhradní vačky, a tedy i vačky JAWA. Ty jsem se pokusil odstranit návrhem upravené náhradní vačky a dále optimalizované náhradní vačky.

V třetí části práce, jsem navrhl vačku pro samočinné vymezování ventilové vůle, a to pro mechanismus výfukového ventilu. Zvolil jsem ventilovou vůli 0,04mm a použil křivku zrychlení podle optimalizovaného profilu náhradní vačky.

V poslední části práce je výpočet sil působících na vačkový hřídel a výfukový ventil. Ukázalo se že ventil není tak štíhlý, aby mohl být namáhán na vzpěr. Výpočet namáhání a deformací součástí vypočtenými silami je proveden pomocí metody konečných prvků v prostředí ProEngineer. Zobrazené výsledky zatížení součástí ukazují hodnoty napětí a deformací, které svědčí o dostatečném dimenzování součástí a dostatečné tuhosti.



## Seznam použité literatury

- [1] Honců, J.: Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I., Liberec 2004
  - [2] Kožešník, J.: Dynamika strojů (vybrané stati), SNTL Praha 1958
  - [3] Bolek, A., Kochman, J a kol.: Části strojů, SNTL Praha 1989
  - [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, Nakladatelství ALBRA, Úvaly 2003.
  - [6] Klíma, O.: Návrh čtyřdobého motoru pro speciál Supermoto 600, Diplomová práce, Univerzita Pardubice 2009
  - [7] Internetové stránky: [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com), [www.autoweek.nl](http://www.autoweek.nl),  
[www.skolahostivar.cz/DownloadPF/prakticka-dilna\\_09\\_2005.pdf](http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/prakticka-dilna_09_2005.pdf),  
[www.turbomagazine.com](http://www.turbomagazine.com)
  - [7] Dokumentace poskytnutá firmou JAWA Moto s.r.o.
-



## Seznam příloh

- Příloha č.1 – Tabulkové údaje zdvihů náhradní vačky
- Příloha č.2 – Tabulkové údaje zdvihů upravené náhradní vačky
- Příloha č.3 – Tabulkové údaje zdvihů modifikované vačky
- Příloha č.4 – Tabulkové údaje zdvihů vačky pro samočinné vymezování ventilových vůlí
- Příloha č.5 – Srovnání průběhů zdvihů, rychlostí a zrychlení všech uvedených vaček.
- Příloha č. 6 – spektra deformací vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$
- Příloha č. 7 – spektra napětí vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$
- Příloha č. 8 – spektra napětí vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{m1}$  a  $F_{m2}$
- Příloha č. 9 – spektra deformací vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{m1}$  a  $F_{m2}$
- Příloha č. 10 – spektra deformací výfukového ventilu v osách x,y,z od síly  $F$
- Příloha č. 11 – spektra napětí výfukového v osách x,y,z od síly  $F$
-



## Příloha č. 1 – Tabulkové údaje zdvihů náhradní vačky

natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]
-99,00	0,00000	-76,50	0,27585	-53,50	2,38005	-31,00	7,16901
-98,50	0,00052	-76,00	0,28220	-53,00	2,48371	-30,50	7,25263
-98,00	0,00254	-75,50	0,28854	-52,50	2,58983	-30,00	7,33502
-97,50	0,00659	-75,00	0,29488	-52,00	2,69839	-29,50	7,41618
-97,00	0,01249	-74,50	0,30121	-51,50	2,80938	-29,00	7,49610
-96,50	0,01901	-74,00	0,30754	-51,00	2,92279	-28,50	7,57478
-96,00	0,02552	-73,50	0,31387	-50,50	3,03859	-28,00	7,65221
-95,50	0,03204	-73,00	0,32020	-50,00	3,15679	-27,50	7,72839
-95,00	0,03855	-72,00	0,32652	-49,50	3,27738	-27,00	7,80331
-94,50	0,04505	-71,50	0,33546	-49,00	3,40034	-26,50	7,87697
-94,00	0,05153	-71,00	0,34701	-48,50	3,52330	-26,00	7,94935
-93,50	0,05801	-70,50	0,36118	-48,00	3,64531	-25,50	8,02046
-93,00	0,06448	-70,00	0,37796	-47,50	3,76637	-25,00	8,09030
-92,50	0,07093	-69,50	0,39735	-47,00	3,88646	-24,50	8,15884
-92,00	0,07739	-69,00	0,41935	-46,50	4,00557	-24,00	8,22610
-91,50	0,08383	-68,50	0,44395	-46,00	4,12369	-23,50	8,29206
-91,00	0,09028	-68,00	0,47116	-45,50	4,24081	-23,00	8,35672
-90,50	0,09673	-67,50	0,50098	-45,00	4,35694	-22,50	8,42007
-90,00	0,10317	-67,00	0,53339	-44,50	4,47206	-22,00	8,48211
-89,50	0,10961	-66,50	0,56842	-44,00	4,58616	-21,50	8,54283
-89,00	0,11606	-66,00	0,60604	-43,50	4,69923	-21,00	8,60223
-88,50	0,12250	-65,50	0,64626	-43,00	4,81128	-20,50	8,66030
-88,00	0,12894	-65,00	0,68908	-42,50	4,92227	-20,00	8,71703
-87,50	0,13537	-64,50	0,73449	-42,00	5,03222	-19,50	8,77242
-87,00	0,14180	-64,00	0,78248	-41,50	5,14111	-19,00	8,82647
-86,50	0,14823	-63,50	0,83307	-41,00	5,24894	-18,50	8,87917
-86,00	0,15465	-63,00	0,88623	-40,50	5,35568	-18,00	8,93052
-85,50	0,16107	-62,50	0,94196	-40,00	5,46135	-17,50	8,98051
-85,00	0,16749	-62,00	1,00027	-39,50	5,56592	-17,00	9,02913
-84,50	0,17389	-61,50	1,06114	-39,00	5,66939	-16,50	9,07639
-84,00	0,18030	-61,00	1,12458	-38,50	5,77175	-16,00	9,12227
-83,50	0,18670	-60,50	1,19057	-38,00	5,87300	-15,50	9,16678
-83,00	0,19309	-60,00	1,25912	-37,50	5,97312	-15,00	9,20991
-82,50	0,19948	-59,50	1,33022	-37,00	6,07211	-14,50	9,25166
-82,00	0,20586	-59,00	1,40386	-36,50	6,16996	-14,00	9,29202
-81,50	0,21224	-58,50	1,48003	-36,00	6,26666	-13,50	9,33099
-81,00	0,21862	-58,00	1,55875	-35,50	6,36221	-13,00	9,36857
-80,50	0,22499	-57,50	1,63998	-35,00	6,45660	-12,50	9,40476
-80,00	0,23136	-57,00	1,72374	-34,50	6,54981	-12,00	9,43955
-79,50	0,23772	-56,50	1,81002	-34,00	6,64185	-11,50	9,47294
-79,00	0,24409	-56,00	1,89880	-33,50	6,73271	-11,00	9,50492
-78,50	0,25045	-55,50	1,99008	-33,00	6,82238	-10,50	9,53550
-78,00	0,25680	-55,00	2,08385	-32,50	6,91085	-10,00	9,56468
-77,50	0,26315	-54,50	2,18011	-32,00	6,99811	-9,50	9,59244
-77,00	0,26950	-54,00	2,27885	-31,50	7,08417	-9,00	9,61879





Příloha č. 1 – Tabulkové údaje zdvihů náhradní vačky

natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]
-8,50	9,64373
-8,00	9,66725
-7,50	9,68936
-7,00	9,71004
-6,50	9,72931
-6,00	9,74715
-5,50	9,76357
-5,00	9,77857
-4,50	9,79214
-4,00	9,80428
-3,50	9,81500
-3,00	9,82428
-2,50	9,83214
-2,00	9,83857
-1,50	9,84357
-1,00	9,84715
-0,50	9,84929
0,00	9,85000



## Příloha č.2 – Tabulkové údaje zdvihů upravené náhradní vačky

natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]
-101,5	0,00000	-79,0	0,24435	-56,0	1,96125	-33,5	6,82265
-101,0	0,00002	-78,5	0,25068	-55,5	2,06332	-33,0	6,90973
-100,5	0,00026	-78,0	0,25700	-55,0	2,16832	-32,5	6,99564
-100,0	0,00088	-77,5	0,26332	-54,5	2,27627	-32,0	7,08039
-99,5	0,00205	-77,0	0,26964	-54,0	2,38714	-31,5	7,16397
-99,0	0,00388	-76,5	0,27596	-53,5	2,50088	-31,0	7,24636
-98,5	0,00647	-76,0	0,28228	-53,0	2,61729	-30,5	7,32757
-98,0	0,00986	-75,5	0,28860	-52,5	2,73602	-30,0	7,40758
-97,5	0,01403	-75,0	0,29492	-52,0	2,85652	-29,5	7,48640
-97,0	0,01891	-74,5	0,30124	-51,5	2,97818	-29,0	7,56402
-96,5	0,02436	-74,0	0,30756	-51,0	3,10041	-28,5	7,64043
-96,0	0,03019	-73,5	0,31388	-50,5	3,22263	-28,0	7,71562
-95,5	0,03626	-73,0	0,32020	-50,0	3,34446	-27,5	7,78960
-95,0	0,04246	-72,0	0,32652	-49,5	3,46558	-27,0	7,86236
-94,5	0,04873	-71,5	0,33295	-49,0	3,58587	-26,5	7,93389
-94,0	0,05502	-71,0	0,33993	-48,5	3,70529	-26,0	8,00419
-93,5	0,06132	-70,5	0,34844	-48,0	3,82381	-25,5	8,07325
-93,0	0,06762	-70,0	0,35958	-47,5	3,94142	-25,0	8,14107
-92,5	0,07392	-69,5	0,37390	-47,0	4,05809	-24,5	8,20764
-92,0	0,08021	-69,0	0,39143	-46,5	4,17381	-24,0	8,27295
-91,5	0,08650	-68,5	0,41216	-46,0	4,28858	-23,5	8,33701
-91,0	0,09279	-68,0	0,43609	-45,5	4,40237	-23,0	8,39980
-90,5	0,09908	-67,5	0,46323	-45,0	4,51520	-22,5	8,46133
-90,0	0,10537	-67,0	0,49357	-44,5	4,62703	-22,0	8,52158
-89,5	0,11166	-66,5	0,52710	-44,0	4,73788	-21,5	8,58055
-89,0	0,11795	-66,0	0,56384	-43,5	4,84772	-21,0	8,63823
-88,5	0,12425	-65,5	0,60377	-43,0	4,95655	-20,5	8,69462
-88,0	0,13055	-65,0	0,64690	-42,5	5,06437	-20,0	8,74972
-87,5	0,13685	-64,5	0,69322	-42,0	5,17117	-19,5	8,80351
-87,0	0,14316	-64,0	0,74274	-41,5	5,27693	-19,0	8,85600
-86,5	0,14947	-63,5	0,79545	-41,0	5,38165	-18,5	8,90718
-86,0	0,15579	-63,0	0,85134	-40,5	5,48533	-18,0	8,95705
-85,5	0,16211	-62,5	0,91042	-40,0	5,58795	-17,5	9,00559
-85,0	0,16843	-62,0	0,97268	-39,5	5,68951	-17,0	9,05281
-84,5	0,17475	-61,5	1,03809	-39,0	5,79000	-16,5	9,09871
-84,0	0,18108	-61,0	1,10665	-38,5	5,88941	-16,0	9,14327
-83,5	0,18741	-60,5	1,17834	-38,0	5,98774	-15,5	9,18649
-83,0	0,19374	-60,0	1,25313	-37,5	6,08497	-15,0	9,22838
-82,5	0,20007	-59,5	1,33100	-37,0	6,18111	-14,5	9,26892
-82,0	0,20639	-59,0	1,41193	-36,5	6,27613	-14,0	9,30812
-81,5	0,21272	-58,5	1,49591	-36,0	6,37005	-13,5	9,34597
-81,0	0,21905	-58,0	1,58292	-35,5	6,46284	-13,0	9,38246
-80,5	0,22538	-57,5	1,67297	-35,0	6,55450	-12,5	9,41761
-80,0	0,23170	-57,0	1,76604	-34,5	6,64503	-12,0	9,45139
-79,5	0,23803	-56,5	1,86215	-34,0	6,73441	-11,5	9,48382



Příloha č.2 – Tabulkové údaje zdvihů upravené náhradní vačky

natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]
-11,0	9,51488
-10,5	9,54458
-10,0	9,57291
-9,5	9,59987
-9,0	9,62546
-8,5	9,64968
-8,0	9,67253
-7,5	9,69399
-7,0	9,71408
-6,5	9,73279
-6,0	9,75012
-5,5	9,76607
-5,0	9,78063
-4,5	9,79381
-4,0	9,80560
-3,5	9,81601
-3,0	9,82503
-2,5	9,83266
-2,0	9,83890
-1,5	9,84376
-1,0	9,84723
-0,5	9,84931
0,0	9,85000
-0,5	9,84931
0,0	9,85000

---



## Příloha č.3 – Tabulkové údaje zdvihů modifikované vačky

natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]
-104,00	0,00000	-81,00	0,25576	-57,50	2,56884	-34,50	7,10955
-103,50	0,00009	-80,50	0,26208	-57,00	2,68192	-34,00	7,18665
-103,00	0,00048	-80,00	0,26840	-56,50	2,79608	-33,50	7,26273
-102,50	0,00138	-79,50	0,27472	-56,00	2,91076	-33,00	7,33779
-102,00	0,00294	-79,00	0,28104	-55,50	3,02545	-32,50	7,41183
-101,50	0,00531	-78,50	0,28736	-55,00	3,13980	-32,00	7,48484
-101,00	0,00853	-78,00	0,29368	-54,50	3,25356	-31,50	7,55681
-100,50	0,01262	-77,50	0,30000	-54,00	3,36662	-31,00	7,62774
-100,00	0,01748	-77,00	0,30643	-53,50	3,47894	-30,50	7,69763
-99,50	0,02295	-76,50	0,31336	-53,00	3,59051	-30,00	7,76648
-99,00	0,02882	-76,00	0,32172	-52,50	3,70130	-29,50	7,83427
-98,50	0,03493	-75,50	0,33256	-52,00	3,81131	-29,00	7,90101
-98,00	0,04116	-75,00	0,34635	-51,50	3,92052	-28,50	7,96669
-97,50	0,04744	-74,50	0,36316	-51,00	4,02892	-28,00	8,03130
-97,00	0,05374	-74,00	0,38295	-50,50	4,13651	-27,50	8,09484
-96,50	0,06004	-73,50	0,40573	-50,00	4,24327	-27,00	8,15731
-96,00	0,06634	-73,00	0,43152	-49,50	4,34921	-26,50	8,21870
-95,50	0,07264	-72,00	0,46030	-49,00	4,45431	-26,00	8,27900
-95,00	0,07893	-71,50	0,49206	-48,50	4,55856	-25,50	8,33822
-94,50	0,08522	-71,00	0,52682	-48,00	4,66197	-25,00	8,39635
-94,00	0,09150	-70,50	0,56456	-47,50	4,76451	-24,50	8,45338
-93,50	0,09779	-70,00	0,60530	-47,00	4,86620	-24,00	8,50931
-93,00	0,10408	-69,50	0,64902	-46,50	4,96702	-23,50	8,56413
-92,50	0,11038	-69,00	0,69573	-46,00	5,06696	-23,00	8,61785
-92,00	0,11667	-68,50	0,74542	-45,50	5,16602	-22,50	8,67046
-91,50	0,12298	-68,00	0,79809	-45,00	5,26419	-22,00	8,72195
-91,00	0,12928	-67,50	0,85374	-44,50	5,36146	-21,50	8,77232
-90,50	0,13560	-67,00	0,91236	-44,00	5,45783	-21,00	8,82157
-90,00	0,14191	-66,50	0,97393	-43,50	5,55330	-20,50	8,86969
-89,50	0,14823	-66,00	1,03845	-43,00	5,64785	-20,00	8,91669
-89,00	0,15455	-65,50	1,10588	-42,50	5,74148	-19,50	8,96255
-88,50	0,16088	-65,00	1,17622	-42,00	5,83418	-19,00	9,00728
-88,00	0,16720	-64,50	1,24943	-41,50	5,92596	-18,50	9,05087
-87,50	0,17353	-64,00	1,32551	-41,00	6,01679	-18,00	9,09333
-87,00	0,17986	-63,50	1,40444	-40,50	6,10667	-17,50	9,13464
-86,50	0,18619	-63,00	1,48621	-40,00	6,19561	-17,00	9,17481
-86,00	0,19252	-62,50	1,57081	-39,50	6,28359	-16,50	9,21383
-85,50	0,19885	-62,00	1,65824	-39,00	6,37061	-16,00	9,25170
-85,00	0,20517	-61,50	1,74851	-38,50	6,45666	-15,50	9,28843
-84,50	0,21150	-61,00	1,84158	-38,00	6,54173	-15,00	9,32400
-84,00	0,21783	-60,50	1,93742	-37,50	6,62582	-14,50	9,35842
-83,50	0,22415	-60,00	2,03601	-37,00	6,70894	-14,00	9,39168
-83,00	0,23047	-59,50	2,13734	-36,50	6,79106	-13,50	9,42379
-82,50	0,23680	-59,00	2,24142	-36,00	6,87218	-13,00	9,45474
-82,00	0,24312	-58,50	2,34817	-35,50	6,95231	-12,50	9,48453
-81,50	0,24944	-58,00	2,45742	-35,00	7,03143	-12,00	9,51316



Příloha č.3 – Tabulkové údaje zdvihů modifikované vačky

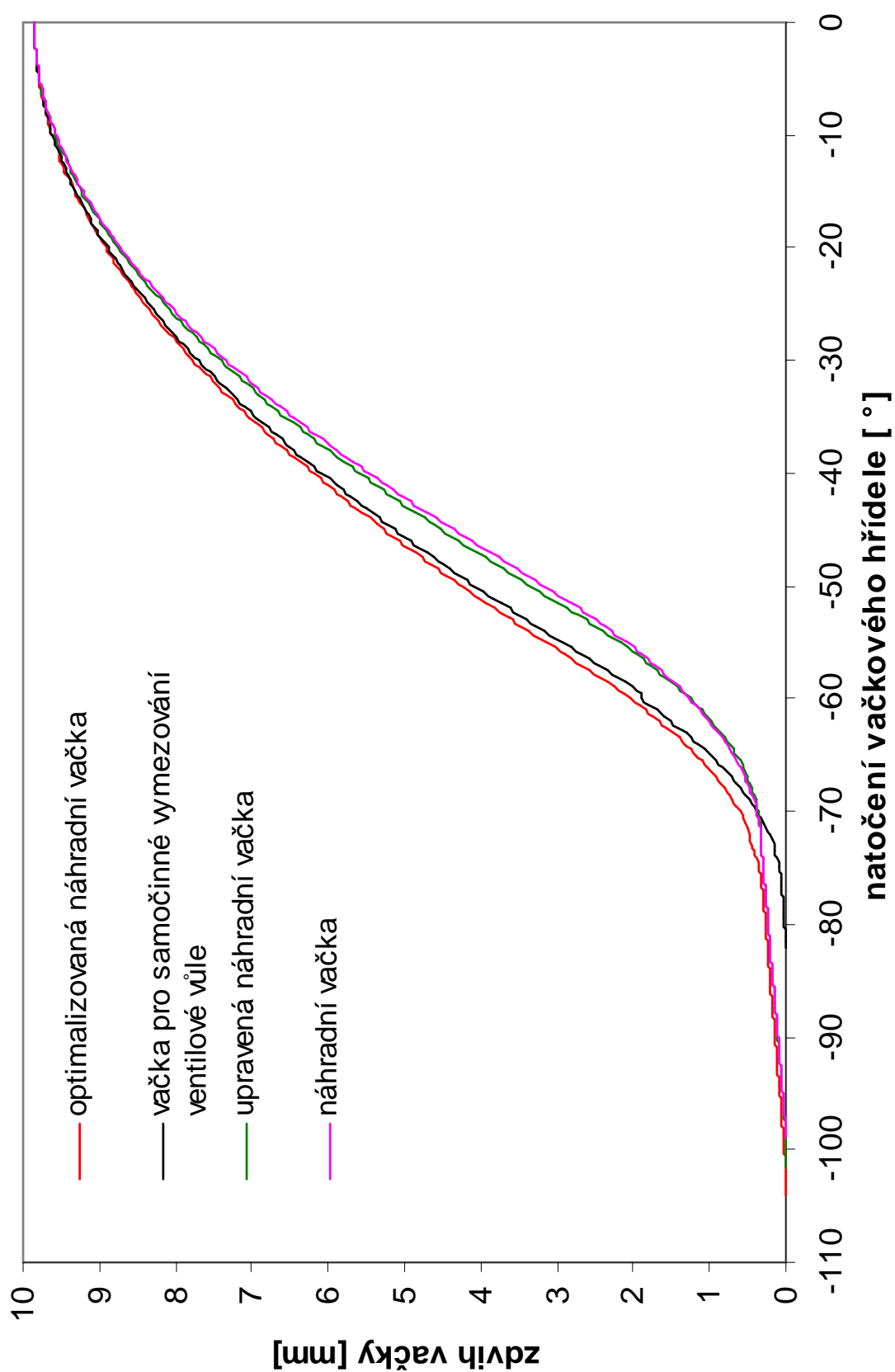
natočení vačkového hřídele [ ° ]	zdvih [mm]
-11,50	9,54062
-11,00	9,56693
-10,50	9,59207
-10,00	9,61604
-9,50	9,63884
-9,00	9,66048
-8,50	9,68096
-8,00	9,70026
-7,50	9,71839
-7,00	9,73536
-6,50	9,75115
-6,00	9,76578
-5,50	9,77924
-5,00	9,79152
-4,50	9,80263
-4,00	9,81258
-3,50	9,82135
-3,00	9,82895
-2,50	9,83539
-2,00	9,84065
-1,50	9,84474
-1,00	9,84767
-0,50	9,84942
0,00	9,85000



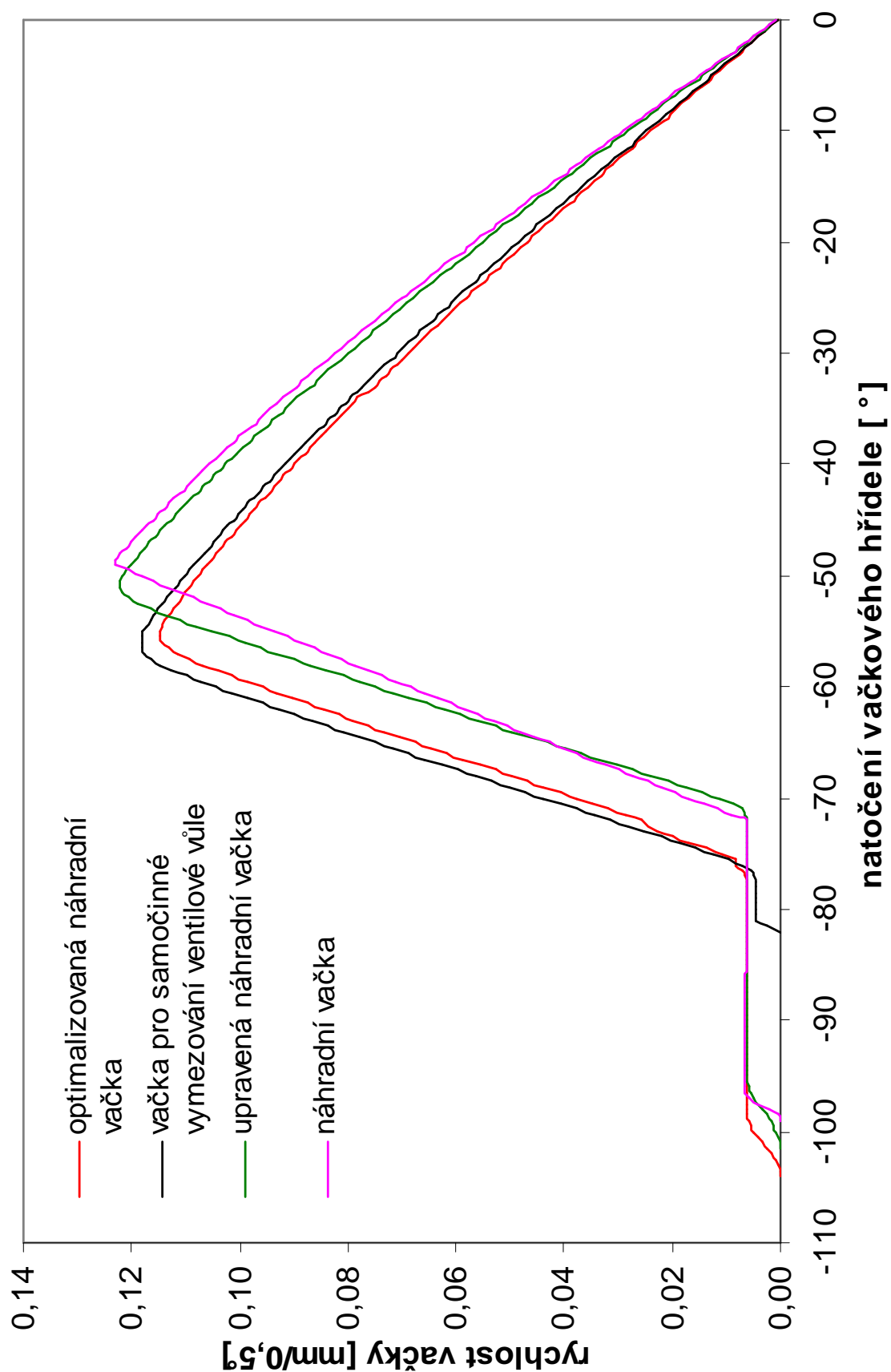
Příloha č.4 – Tab. údaje zdvihů vačky pro samočinné vymezování ventilových vůlí

natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]	natočení vačkového hřídele [°]	zdvih [mm]
-82,00	0,00000	-59,00	2,00537	-36,00	6,77967	-13,00	9,44246
-81,50	0,00236	-58,50	2,11530	-35,50	6,86229	-12,50	9,47317
-81,00	0,00703	-58,00	2,22786	-35,00	6,94387	-12,00	9,50269
-80,50	0,01173	-57,50	2,34268	-34,50	7,02441	-11,50	9,53101
-80,00	0,01642	-57,00	2,45925	-34,00	7,10390	-11,00	9,55813
-79,50	0,02113	-56,50	2,57694	-33,50	7,18235	-10,50	9,58405
-79,00	0,02585	-56,00	2,69519	-33,00	7,25975	-10,00	9,60876
-78,50	0,03057	-55,50	2,81344	-32,50	7,33608	-9,50	9,63228
-78,00	0,03529	-55,00	2,93135	-32,00	7,41136	-9,00	9,65459
-77,50	0,04000	-54,50	3,04864	-31,50	7,48557	-8,50	9,67570
-77,00	0,04483	-54,00	3,16521	-31,00	7,55870	-8,00	9,69560
-76,50	0,05018	-53,50	3,28102	-30,50	7,63077	-7,50	9,71430
-76,00	0,05704	-53,00	3,39605	-30,00	7,70175	-7,00	9,73179
-75,50	0,06649	-52,50	3,51029	-29,50	7,77165	-6,50	9,74808
-75,00	0,07903	-52,00	3,62372	-29,00	7,84046	-6,00	9,76316
-74,50	0,09473	-51,50	3,73632	-28,50	7,90818	-5,50	9,77703
-74,00	0,11356	-51,00	3,84809	-28,00	7,97479	-5,00	9,78970
-73,50	0,13553	-50,50	3,95902	-27,50	8,04031	-4,50	9,80116
-73,00	0,16063	-50,00	4,06910	-27,00	8,10472	-4,00	9,81141
-72,50	0,18888	-49,50	4,17832	-26,50	8,16801	-3,50	9,82046
-72,00	0,22025	-49,00	4,28669	-26,00	8,23019	-3,00	9,82829
-71,50	0,25476	-48,50	4,39418	-25,50	8,29125	-2,50	9,83493
-71,00	0,29240	-48,00	4,50080	-25,00	8,35118	-2,00	9,84035
-70,50	0,33317	-47,50	4,60653	-24,50	8,40999	-1,50	9,84457
-70,00	0,37707	-47,00	4,71138	-24,00	8,46765	-1,00	9,84759
-69,50	0,42410	-46,50	4,81532	-23,50	8,52418	-0,50	9,84940
-69,00	0,47425	-46,00	4,91837	-23,00	8,57957	0,00	9,85000
-68,50	0,52753	-45,50	5,02051	-22,50	8,63381		
-68,00	0,58393	-45,00	5,12172	-22,00	8,68690		
-67,50	0,64343	-44,50	5,22202	-21,50	8,73883		
-67,00	0,70604	-44,00	5,32139	-21,00	8,78961		
-66,50	0,77172	-43,50	5,41982	-20,50	8,83923		
-66,00	0,84046	-43,00	5,51731	-20,00	8,88769		
-65,50	0,91225	-42,50	5,61385	-19,50	8,93498		
-65,00	0,98705	-42,00	5,70943	-19,00	8,98109		
-64,50	1,06485	-41,50	5,80405	-18,50	9,02604		
-64,00	1,14564	-41,00	5,89770	-18,00	9,06981		
-63,50	1,22939	-40,50	5,99038	-17,50	9,11241		
-63,00	1,31612	-40,00	6,08208	-17,00	9,15383		
-62,50	1,40582	-39,50	6,17280	-16,50	9,19406		
-62,00	1,49849	-39,00	6,26252	-16,00	9,23311		
-61,50	1,59409	-38,50	6,35124	-15,50	9,27098		
-61,00	1,69259	-38,00	6,43895	-15,00	9,30765		
-60,50	1,79397	-37,50	6,52566	-14,50	9,34314		
-60,00	1,89824	-37,00	6,61135	-14,00	9,37744		
-59,50	1,89824	-36,50	6,69603	-13,50	9,41054		

Příloha č.5 – Srovnání průběhů zdvihů, rychlostí a zrychlení všech uvedených vaček.

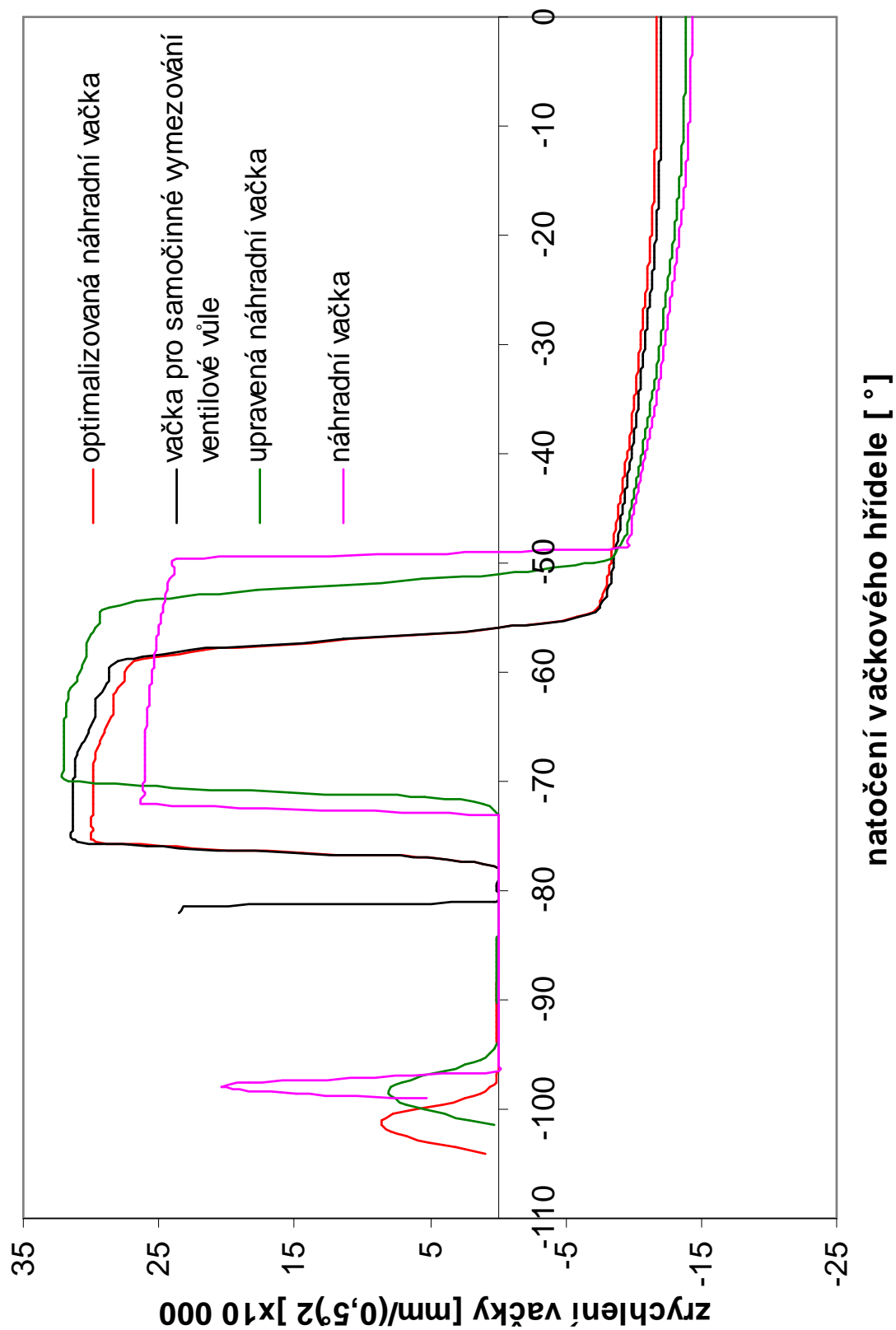


Příloha č.5 – Srovnání průběhů zdvihů, rychlostí a zrychlení všech uvedených vaček.





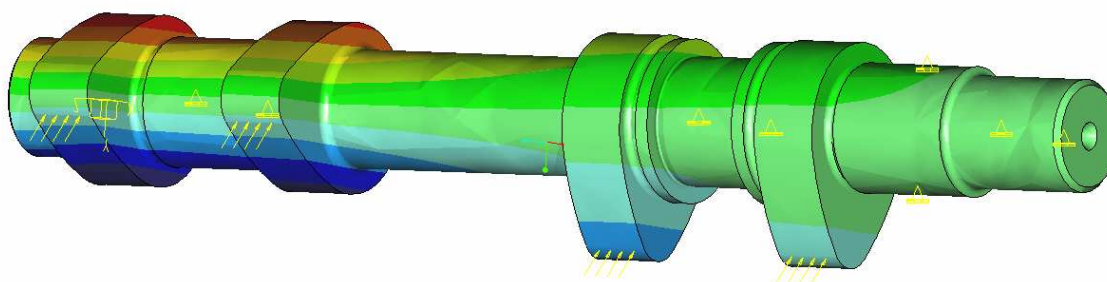
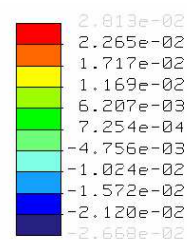
## Příloha č.5 – Srovnání průběhů zdvihů, rychlostí a zrychlení všech uvedených vaček



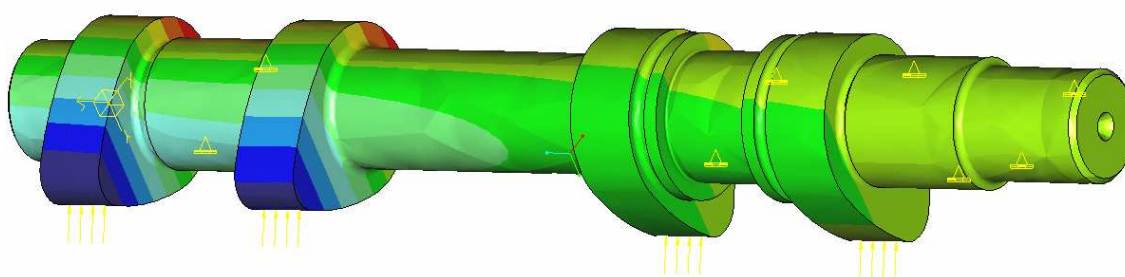
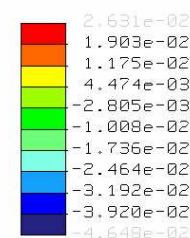


Příloha č. 6 – spektra deformací vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$

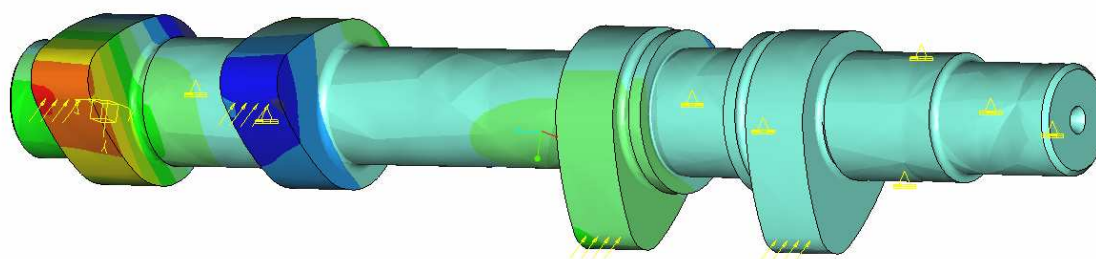
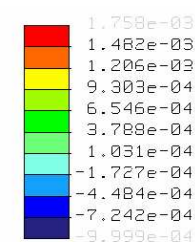
Displacement X (WCS)  
(mm)  
Max Disp +2.8132E-02  
Loadset:LoadSet1 : PRT0001



Displacement Y (WCS)  
(mm)  
Max Disp +4.6482E-02  
Loadset:LoadSet1 : PRT0001



Displacement Z (WCS)  
(mm)  
Max Disp +1.7576E-03  
Loadset:LoadSet1 : PRT0001

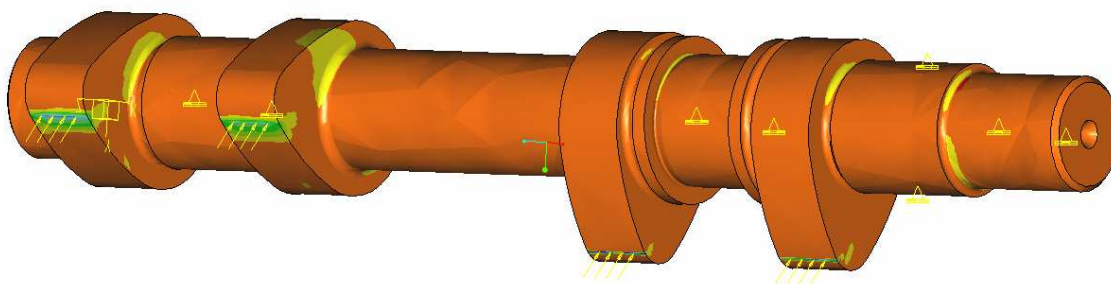
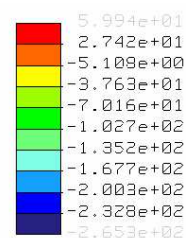




Příloha č. 7 – spektra napětí vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$

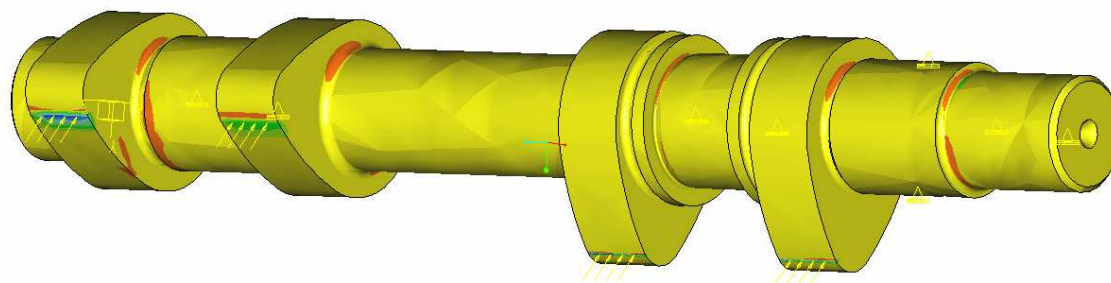
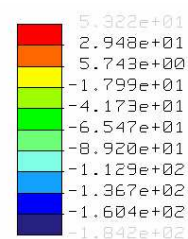
Stress XX (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)

Loadset:LoadSet1 : PRT0001



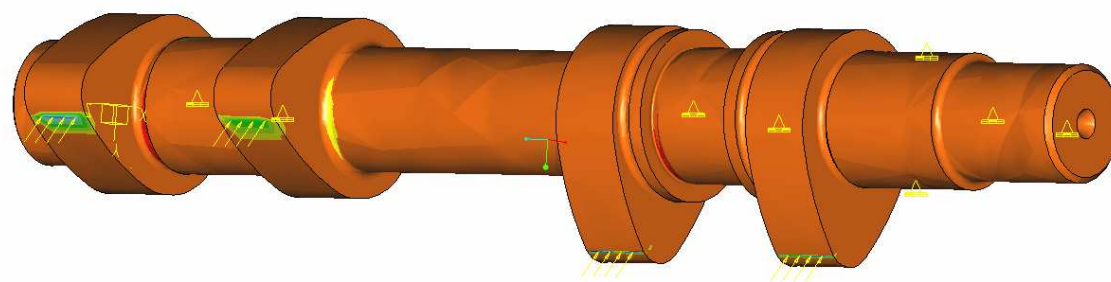
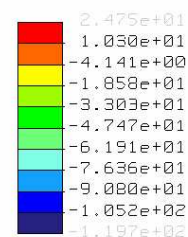
Stress YY (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)

Loadset:LoadSet1 : PRT0001



Stress ZZ (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)

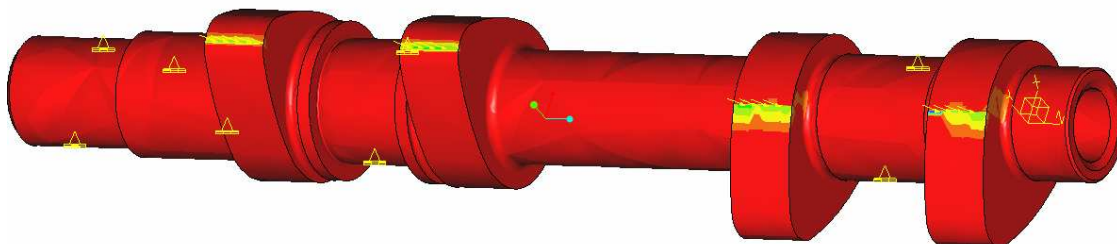
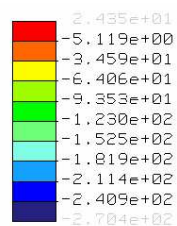
Loadset:LoadSet1 : PRT0001



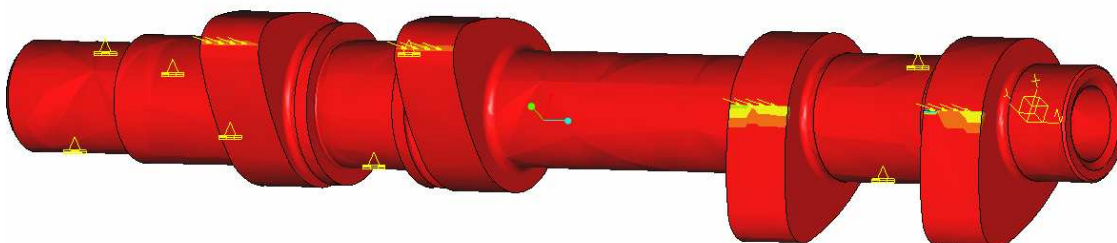
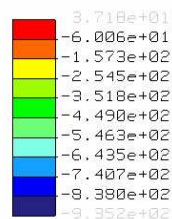


Příloha č. 8 – spektra napětí vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{m1}$  a  $F_{m2}$

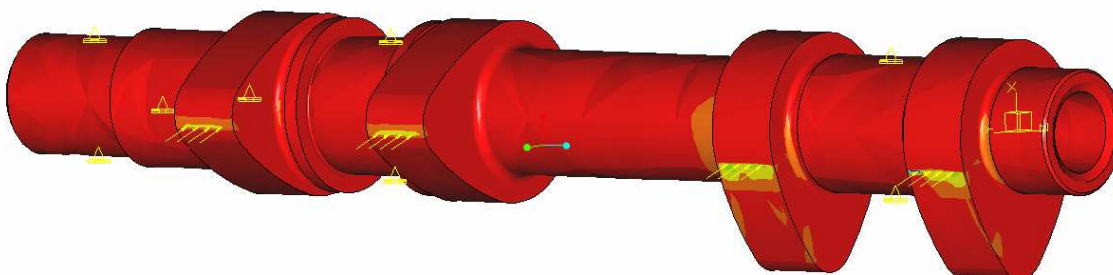
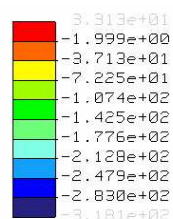
Stress XX (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Loadset:LoadSet2 : PRT0001



Stress YY (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Loadset:LoadSet2 : PRT0001



Stress ZZ (WCS)  
(N / mm<sup>2</sup>)  
Loadset:LoadSet2 : PRT0001

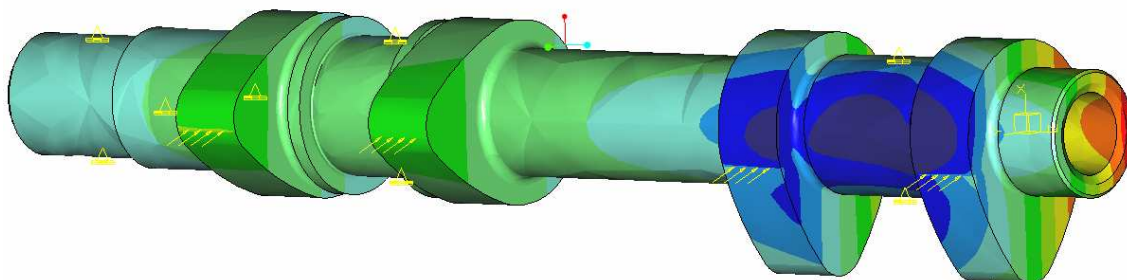
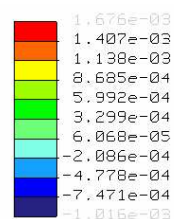




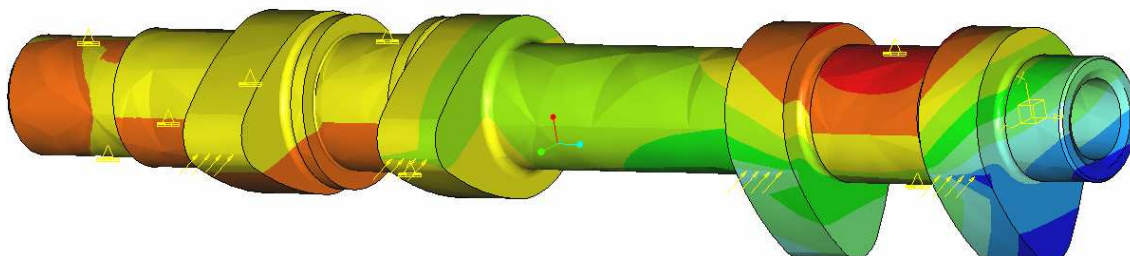
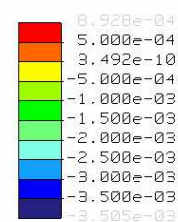


Příloha č. 9 – spektra deformací vačkového hřídele v osách x,y,z od sil  $F_{m1}$  a  $F_{m2}$

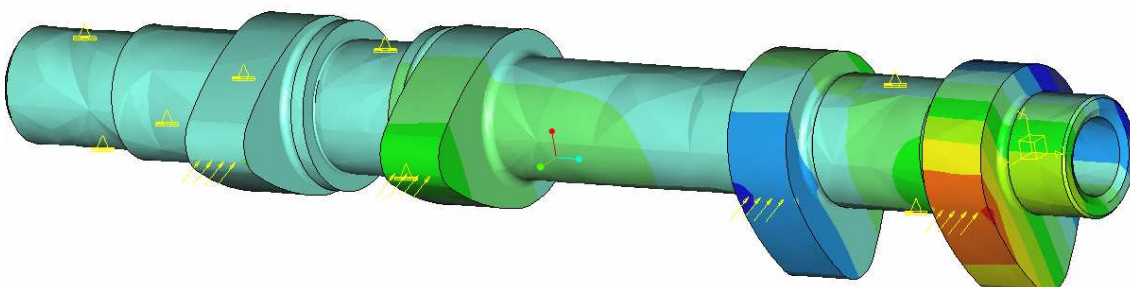
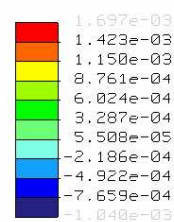
Displacement X (WCS)  
(mm)  
Max Disp +1.6763E-03  
LoadSet:LoadSet2 : PRT0001



Displacement Y (WCS)  
(mm)  
Max Disp +3.5048E-03  
LoadSet:LoadSet2 : PRT0001

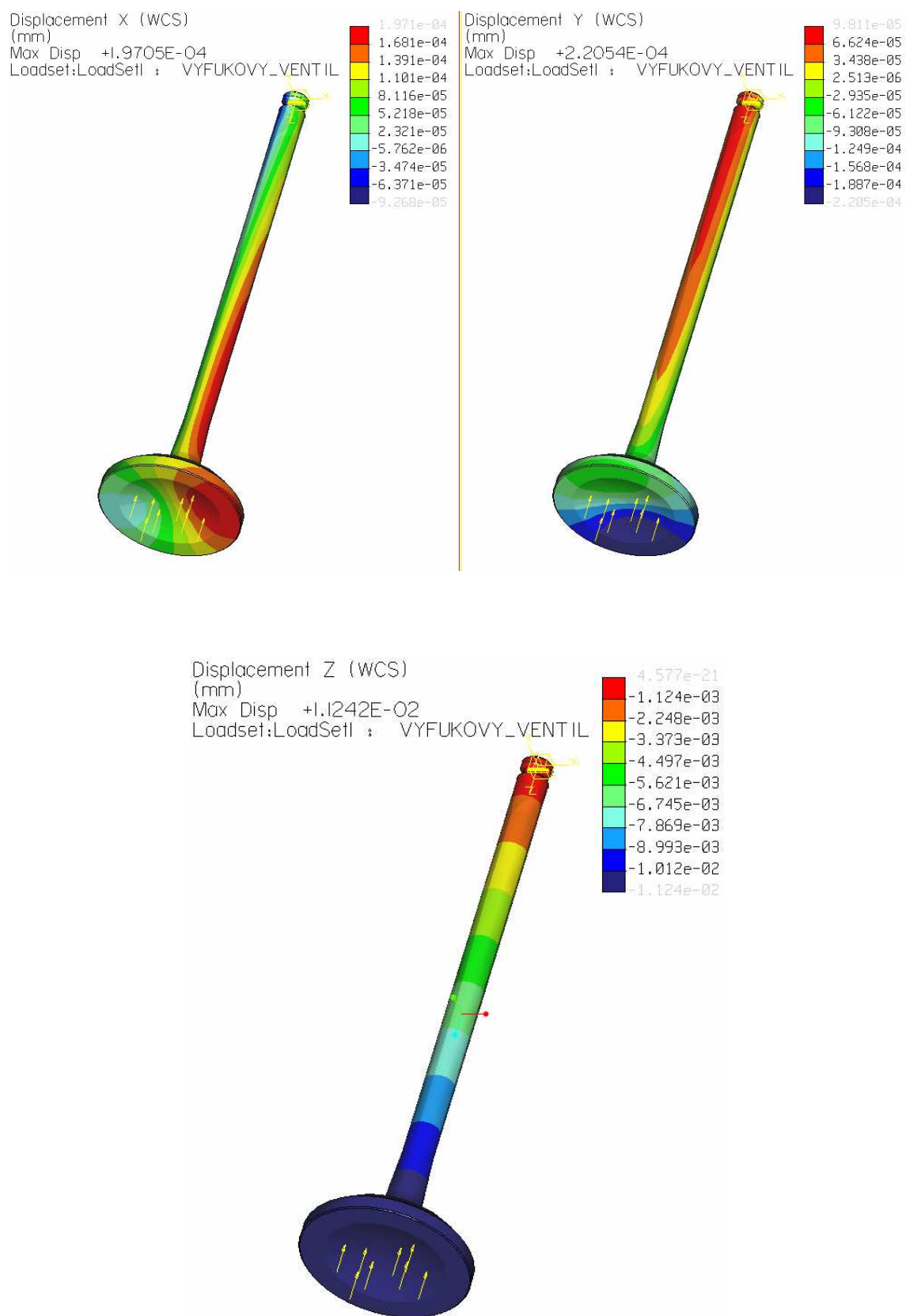


Displacement Z (WCS)  
(mm)  
Max Disp +1.6970E-03  
LoadSet:LoadSet2 : PRT0001





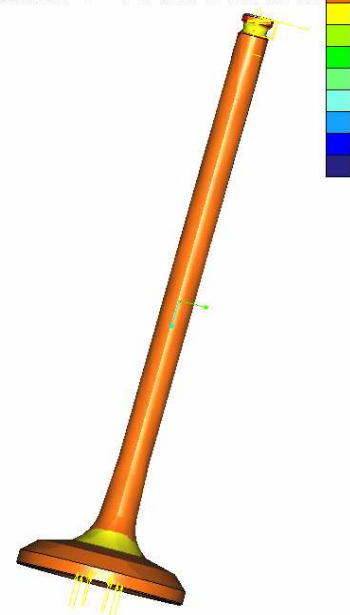
Příloha č. 10 – spektra deformací výfukového ventilu v osách x,y,z od síly F



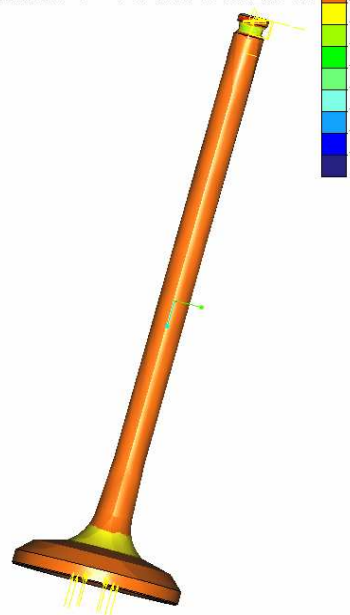
"Window1" - Analysis1 - Analysis1



Příloha č. 11 – spektra napětí výfukového ventilu v osách x,y,z od působení síly F



"WindowI" - AnalysisI - AnalysisI



"WindowI" - AnalysisI - AnalysisI

